

# Hardware-in-the-Loop-Prüfstand für Schwingungsuntersuchungen an Fahrzeugantriebskomponenten

Dissertation

zur  
Erlangung des akademischen Grades  
Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)  
der Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik  
der Universität Rostock

vorgelegt von  
Ingo Ibendorf,  
geb. am 04. März 1979 in Greifswald

Rostock  
23. Dezember 2008

urn:nbn:de:gbv:28-diss2009-0147-3

**Dekan**

Prof. Dr.-Ing. habil. Egon Hassel

**Gutachter**

Prof. Dr.-Ing. Karl-Heinz Hirschmann  
Universität Rostock – Getriebe und Antriebstechnik

Prof. Dr.-Ing. habil. Christoph Woernle  
Universität Rostock – Technische Mechanik/Dynamik

Dr.-Ing. Jens-Werner Falkenstein  
Robert Bosch GmbH

Tag der Verteidigung: 17. Juli 2009

## **Vorwort**

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Getriebe- und Antriebstechnik der Universität Rostock. Sie spiegelt im Wesentlichen die bei der Entwicklung der Mess- und Prüfstandstechnik für Untersuchungen an Fahrzeuggetrieben erzielten Ergebnisse und gewonnenen Erkenntnisse wieder.

Dem ehemaligen Leiter und Inhaber des Lehrstuhls für Getriebe- und Antriebstechnik, Herrn Prof. Dr.-Ing. Karl-Heinz Hirschmann, gilt mein besonderer Dank für die fachliche Betreuung, die konstruktive Kritik sowie für die Ermutigung zur vorliegenden Arbeit.

Allen Studenten, die an dem Projekt in Form von Diplom-, Projekt-, Studien- und Hilfsarbeiten mitgewirkt haben, danke ich insbesondere. Ohne diese tatkräftige Unterstützung wäre die Bearbeitung in diesem Umfang nicht durchführbar gewesen.

Mein Dank gilt ferner allen Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern der Forschungskooperation Antriebstechnik und Mechatronik für ihre Hilfsbereitschaft und Unterstützung bei der Umsetzung des Vorhabens.

Rostock, im Dezember 2008

Ingo Ibendorf

## Inhaltsverzeichnis

|  |            |
|--|------------|
| <b>Bezeichnungen und Formelzeichen</b>   | <b>III</b> |
| <b>1 Einleitung</b>  | <b>1</b>   |
| 1.1 Motivation und thematischer Hintergrund . . . . .  | 1          |
| 1.2 Zielsetzung und Aufbau der Arbeit . . . . .  | 2          |
| <b>2 Stand der Technik und theoretische Grundlagen</b>   | <b>4</b>   |
| 2.1 Motorerregte Fahrzeugschwingungen . . . . .  | 5          |
| 2.2 Prüfstände zur Nachbildung eines Fahrzeugantriebsstrangs . . . . .   | 7          |
| 2.2.1 Simulation von Verbrennungsmotoren mit Nachbildung der verbrennungs-<br>motorischen Drehungleichförmigkeiten . . . . . | 8          |
| 2.2.2 Konzepte zur Nachbildung eines Fahrzeugendabtriebs (Heckantrieb) . . .   | 14         |
| 2.3 Erfassung von Bewegungsgrößen in Fahrzeuggetrieben . . . . .   | 15         |
| 2.4 Winkelbeschleunigungsmessung nach dem Ferraris-Prinzip . . . . .   | 18         |
| <b>3 Verspannungsprüfstand zur Nachbildung eines Fahrzeugantriebsstrangs</b>   | <b>20</b>  |
| 3.1 Lösungsansatz für den HIL-Prüfstand . . . . .  | 20         |
| 3.2 Nachbildung eines Fahrzeugantriebsstrangs (Heckantrieb) . . . . .  | 23         |
| 3.3 Realisierung des Prüfstands . . . . .  | 25         |
| 3.3.1 Mechanischer Aufbau . . . . .  | 26         |
| 3.3.2 Kühlung und Temperaturüberwachung . . . . .  | 33         |
| 3.3.3 Vorkehrungen zur Sicherheit bei Betrieb des Prüfstands . . . . .   | 34         |
| <b>4 Steuerung und Regelung des Prüfstands</b>   | <b>38</b>  |
| 4.1 Steuerungsstruktur . . . . .   | 39         |
| 4.2 Steuerungsprogramm . . . . .   | 40         |
| 4.3 Sollwertgenerierung . . . . .  | 46         |
| 4.4 System-Check-Up-Routine . . . . .  | 50         |
| 4.5 Drehzahlgeregelte Antriebseinheit . . . . .  | 51         |
| 4.5.1 Modellbildung für die Antriebseinheit . . . . .  | 51         |
| 4.5.2 Ermittlung der Systemparameter . . . . .   | 54         |
| 4.5.3 Anforderungen an die Drehzahlregelung . . . . .  | 58         |
| 4.5.4 Modellprädiktive Drehzahlregelung . . . . .  | 59         |



|          |   |            |
|----------|---|------------|
| 4.5.5    | Drehzahlregelung mit Vorsteuerung durch Inverse Dynamik . . . . .       | 63         |
| 4.5.6    | Einfluss von Getriebelose auf die Prüfstandsregelung . . . . .          | 70         |
| 4.5.7    | Drehzahlregelung für Untersuchungen an Drehschwingungstilgern . . . . . | 71         |
| 4.6      | Drehmomentgeregelte Abtriebseinheit . . . . .                           | 73         |
| 4.6.1    | Simulation der Fahrwiderstände . . . . .                                | 73         |
| 4.6.2    | Simulation von Trägheitsmomenten . . . . .                              | 75         |
| 4.6.3    | Hardware-in-the-Loop mit Motor- und Fahrzeugmodell . . . . .            | 77         |
| 4.6.4    | Drehmomentregelung der Abtriebseinheit . . . . .                        | 78         |
| 4.6.5    | Einfluss von Parameterunsicherheiten auf die Regelung . . . . .         | 83         |
| 4.6.6    | Zusätzliche Regler . . . . .  | 85         |
| <b>5</b> | <b>Messtechnik für Untersuchungen an Fahrzeuggetrieben</b>              | <b>86</b>  |
| 5.1      | Fahrzeug-Getriebe als Prüfling . . . . .                                | 86         |
| 5.2      | Sensorik am Getriebe . . . . .  | 87         |
| 5.2.1    | Drehzahlerfassung an der Getriebeeingangswelle . . . . .                | 88         |
| 5.2.2    | Hallsensoren an den Zahnrädern . . . . .                                | 91         |
| 5.2.3    | Beschleunigungssensoren . . . . .                                       | 98         |
| 5.2.4    | Ferrarisensor an der Vorgelegewelle . . . . .                           | 99         |
| 5.3      | Messwerterfassung . . . . .   | 100        |
| <b>6</b> | <b>Prüfstandsabgleich mit Messergebnissen aus Fahrzeugmessungen</b>     | <b>103</b> |
| 6.1      | Fahrzeugversuche auf dem Rollenprüfstand . . . . .                      | 103        |
| 6.2      | Messungen an den Getrieben auf dem Prüfstand . . . . .                  | 105        |
| 6.2.1    | Aufspannung des Getriebes am Prüfstand . . . . .                        | 106        |
| 6.2.2    | Datenaufbereitung der Fahrzeugmessung . . . . .                         | 107        |
| 6.2.3    | Versuch 1: Auskuppeln . . . . .   | 108        |
| 6.2.4    | Versuch 2: Leerlauf . . . . .   | 110        |
| 6.2.5    | Versuch 3: Anfahren . . . . .   | 114        |
| 6.2.6    | Versuch 4: Hochlauf . . . . .   | 115        |
| 6.3      | Untersuchung zur Reproduzierbarkeit der Prüfstandsmessungen . . . . .   | 122        |
| <b>7</b> | <b>Zusammenfassung</b>  | <b>128</b> |
| <b>A</b> | <b>Anhang</b>   | <b>138</b> |
| A.1      | Taktgenerierung der Messkarten . . . . .                                | 138        |
| A.2      | Signalerfassung und Speicherverwaltung des zentralen DSPs . . . . .     | 141        |
| A.3      | Ausgelagerte, dezentrale Regelkreise . . . . .                          | 144        |
| A.4      | Versuchsergebnisse zum Fahrzeugabgleich mit Getriebe 2 . . . . .        | 146        |

## Bezeichnungen und Formelzeichen

### Abkürzungen

|       |  |
|-------|--|
| AFE   | <u>A</u> ctive <u>F</u> ront <u>E</u> nd   |
| CAN   | <u>C</u> ontroller <u>A</u> rea <u>N</u> etwork                                  |
| DRAM  | <u>D</u> ata <u>R</u> andom <u>A</u> ccess <u>M</u> emory                        |
| DMA   | <u>D</u> irect <u>M</u> emory <u>A</u> ccess                                     |
| DSG   | <u>D</u> rehschw <del>u</del> ngungsgenerator                                    |
| DSP   | <u>D</u> igitaler <u>S</u> ignal <u>P</u> rozessor                               |
| EMV   | <u>E</u> lektromagnetische <u>V</u> erträglichkeit                               |
| FIFO  | <u>F</u> irst <u>I</u> nput <u>F</u> irst <u>O</u> utput                         |
| GFK   | <u>G</u> lasfaserverstärkter <u>K</u> unststoff                                  |
| GUI   | <u>G</u> rafic <u>U</u> ser <u>I</u> nterface                                    |
| GW    | <u>G</u> elenkwelle  |
| HIL   | <u>H</u> ardware-in-the- <u>L</u> oop  |
| IGBT  | <u>I</u> nsulated- <u>G</u> ate <u>B</u> ipolar <u>T</u> ransistor               |
| IIR   | <u>I</u> nfinite <u>I</u> mpulse <u>R</u> esponse                                |
| IPC   | <u>I</u> ndustrie- <u>P</u> C  |
| IRQ   | <u>I</u> nterrupt <u>R</u> equest  |
| ISR   | <u>I</u> nterrupt <u>S</u> ervice <u>R</u> outine                                |
| LIFO  | <u>L</u> ast <u>I</u> nput <u>F</u> irst <u>O</u> utput                          |
| LUT   | <u>L</u> ookup- <u>T</u> abelle  |
| MIMO  | <u>M</u> ultiple <u>I</u> nput <u>M</u> ultiple <u>O</u> utput                   |
| MISO  | <u>M</u> ultiple <u>I</u> nput <u>S</u> ingle <u>O</u> utput                     |
| MIL   | <u>M</u> odel-in-the- <u>L</u> oop   |
| MPR   | <u>M</u> odellprädiktiver <u>R</u> egler   |
| NVH   | <u>N</u> oise <u>V</u> ibration and <u>H</u> arshness                            |
| OV    | <u>O</u> perationsverstärker   |
| PRAM  | <u>P</u> rogramm <u>R</u> andom <u>A</u> ccess <u>M</u> emory                    |
| p.u.  | per <u>u</u> nit   |
| SISO  | <u>S</u> ingle <u>I</u> nput <u>S</u> ingle <u>O</u> utput                       |
| SNR   | <u>S</u> ignal to <u>N</u> oise <u>R</u> atio                                    |
| SDRAM | <u>S</u> ynchronous <u>D</u> ynamic <u>R</u> andom <u>A</u> ccess <u>M</u> emory |
| SIL   | <u>S</u> oftware-in-the- <u>L</u> oop  |
| UART  | <u>U</u> niversal <u>A</u> synchronous <u>R</u> eceiver <u>T</u> ransmitter      |
| USV   | <u>U</u> nterbrechungsfreie <u>S</u> tromversorgung                              |
| VGW   | <u>V</u> orgelegewelle   |
| WR    | <u>W</u> echselrichter   |
| ZMS   | <u>Z</u> weimassenschwungrad   |

**Formelzeichen**

|                 |  |
|-----------------|--|
| $\alpha$        | Winkelbeschleunigung                               |
| $\beta$         | Beugewinkel der Gelenkwelle                        |
| $\gamma$        | geometrischer Winkel                               |
| $\delta$        | Drehwinkel Hallsensor                              |
| $\epsilon$      | Abstand zwischen zwei Hallsensorbereichen          |
| $\theta$        | Drosselklappenstellung                             |
| $\vartheta$     | Celsius-Temperatur                                 |
| $\lambda$       | Schubstangenverhältnis                             |
| $\nu$           | Zylinderzahl                                       |
| $\rho$          | Dichte   |
| $\sigma$        | Standardabweichung                                 |
| $\tau$          | Zeitkonstante                                      |
| $\varphi$       | Drehwinkel   |
| $\Delta\varphi$ | Differenzdrehwinkel, Verdrehwinkel                 |
| $\psi$          | Kippwinkel Hallsensor                              |
| $\omega$        | Winkelgeschwindigkeit                              |
| <b>A</b>        | Systemmatrix                                       |
| $A$             | Flächeninhalt                                      |
| $A^{\sim}$      | Hallsensorsignal 1                                 |
| $a$             | Beschleunigung                                     |
| <b>B</b>        | Eingangsmatrix                                     |
| $B^{\sim}$      | Hallsensorsignal 2                                 |
| <b>C</b>        | Ausgangsmatrix                                     |
| $C_{Roll}$      | Rollwiderstandsbeiwert                             |
| $C_W$           | Luftwiderstandsbeiwert                             |
| $c$             | Federsteifigkeit                                   |
| <b>D</b>        | Durchgangsmatrix                                   |
| $D$             | Lehr'sches Dämpfungsmaß                            |
| $d$             | Dämpfungskonstante                                 |
| <b>E</b>        | Störmatrix   |
| $e$             | Massenfaktor                                       |
| $F$             | Kraft  |
| $f$             | Frequenz   |
| $f_{cut}$       | Grenzfrequenz                                      |
| $f_{eig}$       | Eigenfrequenz                                      |
| $G(s)$          | Übertragungsfunktion                               |
| $G(jw)$         | Frequenzgangfunktion                               |
| $g$             | Erdbeschleunigung                                  |
| $I$             | elektrischer Strom                                 |
| $i$             | Übersetzungsverhältnis                             |
| $J$             | Massenträgheitsmoment                              |
| $j$             | imaginäre Einheit = $\sqrt{-1}$                    |
| $K$             | Reglerverstärkung                                  |
| $K_s$           | Körperschall, Beschleunigung                       |
| $k$             | Verstärkungsfaktor                                 |
| $l$             | Abstand, Spalt                                     |
| $M$             | Drehmoment, Luftspaltdrehmoment bei Elektromotoren |
| $M'$            | Drehmoment bezogen auf Nennmoment                  |
| $M^*$           | korrigiertes Drehmoment                            |
| $M_T$           | Torsionsdrehmoment der Drehfeder                   |
| $m$             | Masse  |

|                               |   |
|-------------------------------|---|
| $N$                           | Anzahl  |
| $N_Z$                         | Zähnezahl, Strichzahl                           |
| $n$                           | Drehzahl  |
| $P$                           | mechanische Leistung                            |
| $p$                           | Druck   |
| $q$                           | Quantisierung                                   |
| $r$                           | Radius  |
| $S$                           | Analogsignal                                    |
| $s$                           | Laplacevariable                                 |
| $t$                           | Zeit  |
| $T$                           | Temperatur                                      |
| $U$                           | elektrische Spannung                            |
| $u, \mathbf{u}$               | Stellgröße, Stellgrößenvektor                   |
| $\Delta u, \Delta \mathbf{u}$ | Stellgrößenänderung, Stellgrößenänderungsvektor |
| $v$                           | Geschwindigkeit                                 |
| $W$                           | Gewichtungsfaktor                               |
| $\bar{w}$                     | arithmetischer Mittelwert einer Messreihe       |
| $w_i$                         | Einzelmessung                                   |
| $x, \mathbf{x}$               | Zustandsgröße, Zustandsgrößenvektor             |
| $y$                           | Ausgangsgröße                                   |
| $Z$                           | Zählerstand                                     |
| $z$                           | Störgröße                                       |

## Indizes

|                 |   |
|-----------------|---|
| $\Delta\varphi$ | Differenzdrehwinkel zwischen Antriebs- und Servomotor |
| $\omega_A$      | Winkelgeschwindigkeit Antriebsmotor                   |
| $\omega_S$      | Winkelgeschwindigkeit Servomotor                      |
| 1               | Eingangsseite, Antriebsseite                          |
| 2               | Ausgangsseite, Abtriebsseite                          |
| $A$             | Antriebsmotor   |
| $Abtr$          | Abtriebseinheit des Prüfstands                        |
| $Achs$          | Achsgetriebe  |
| $Antr$          | Antriebseinheit des Prüfstands                        |
| $a$             | Beschleunigungskomponente                             |
| $B$             | Abtriebsmotor   |
| $D$             | Drehfeder, Torsionswelle                              |
| $fein$          | Feinauswertung  |
| $Fz$            | Fahrzeug  |
| $G$             | Fahrzeuggetriebe                                      |
| $GW$            | Gelenkwelle   |
| $GK$            | Gummikupplung   |
| $gas$           | Gas, Gaskomponente                                    |
| $grob$          | Grobauswertung  |
| $Kolb$          | Kolben  |
| $komp$          | Kompensation  |
| $Kurb$          | Kurbel  |
| $last$          | Verspannung des Prüfstands durch die Abtriebseinheit  |
| $m$             | Masse, Massenkompone                                  |
| $max$           | Maximal, Maximum                                      |
| $min$           | Minimal, Minimum                                      |

---

|                 |  |
|-----------------|--|
| <i>mod</i>      | modelliert, Modell                                 |
| <i>N</i>        | Nenngröße, Bemessungsgröße                         |
| <i>prim</i>     | Primär   |
| <i>pruef</i>    | Prüfling   |
| <i>R</i>        | Regler   |
| <i>Rad</i>      | Fahrzeugrad  |
| <i>ref</i>      | Referenz, Vergleich                                |
| <i>S</i>        | Servomotor   |
| <i>s</i>        | Abtastung, Sampling                                |
| <i>sek</i>      | Sekundär   |
| <i>sim</i>      | simuliert, Simulation                              |
| <i>sq</i>       | Ständer-Querkomponente (d-q Komponentensystem)     |
| <i>Steig</i>    | Steigung, Neigung                                  |
| <i>stoer</i>    | Stoergrößenaufschaltung                            |
| <i>Um</i>       | Wechselrichter                                     |
| <i>VM</i>       | Verbrennungsmotor                                  |
| <i>v</i>        | Geschwindigkeitskomponente                         |
| <i>vgw</i>      | Vorgelegewelle                                     |
| <i>W</i>        | Widerstandskomponente                              |
| <i>w</i>        | Führung, Sollwert                                  |
| <i>x</i>        | x-Komponente im Fahrzeugkoordinatensystem          |
| <i>y</i>        | y-Komponente im Fahrzeugkoordinatensystem          |
| <i>z</i>        | z-Komponente im Fahrzeugkoordinatensystem, Störung |
| <i>ZMS</i>      | Zweimassenschwungrad, Zweimassenschwinger          |
| <i>zyl</i>      | Zylinderachse                                      |
| <i>—, konst</i> | Konstantanteil                                     |
| <i>~</i>        | Wechselanteil                                      |

# 1 Einleitung

## 1.1 Motivation und thematischer Hintergrund

Bei der Entwicklung von Kraftfahrzeugen und deren Komponenten ist eine niedrige Geräuschemission ein wichtiges Ziel. Neben Motor, Karosserie und Fahrwerk ist das Getriebe eine wesentliche Geräuschquelle. Die Drehschwingungen im Getriebe werden vor allem durch die Gas- und Massenkräfte des Verbrennungsmotors angeregt. Um einen verringerten Brennstoffverbrauch und eine reduzierte Abgasemission zu erzielen, wird der Wirkungsgrad der Verbrennungsmotoren verbessert. Dies ist verbunden mit einer härteren Verbrennung, wodurch die Drehungleichförmigkeiten an der Kurbelwelle zunehmen. Diese Drehungleichförmigkeiten wirken sich auf den Fahrzeugantriebsstrang aus und regen den Antriebsstrang und seine Komponenten zu Drehschwingungen an. Insbesondere die spielbehafteten Elemente und Lasteile im Fahrzeuggetriebe verursachen ein auffälliges Klapper- und Rasselgeräusch. Die Drehschwingungen belasten den Antriebsstrang und reduzieren die Lebensdauer der Antriebskomponenten.

Die Komponenten des Antriebsstrangs und der Nebenabtriebe werden meistens parallel und separat von verschiedenen Abteilungen oder Zulieferfirmen entwickelt und gefertigt. Somit ist eine Betrachtung des realen Gesamtsystems hinsichtlich des Schwingungsverhaltens erst in einem sehr späten Entwicklungsstadium möglich. Die Reduzierung von unerwünschten Schwingungen ist dann meist mit zusätzlichem Aufwand verbunden.

In einem frühen Entwicklungsstadium kann das Schwingungsverhalten einzelner Antriebskomponenten und von Fahrzeuggetrieben in Verbindung mit dem übrigen Antriebsstrang heute vorteilhaft durch Simulationen und Versuche beurteilt werden. Zur Anregung verbrennungsmotorischer Drehschwingungen werden Prüfstände mit elektrischen oder hydraulischen Antriebsmaschinen verwendet. Prüfstandsversuche sind auch wegen steigender Energiekosten und wachsender Umweltbelastungen im Vergleich zu Fahrversuchen mit Testfahrzeugen eine bevorzugte Alternative. Sie zeichnen sich durch hohe Reproduzierbarkeit und hohe Flexibilität aus. Ein Qualitätskriterium ist die dem realen Verbrennungsmotor entsprechende Drehzahl- und Drehmomentnachbildung unter Einhaltung der Kennwerte „maximale Anregungsfrequenz“, „Maximaldrehzahl“ und „Maximalbeschleunigung“.

Prüfstandsversuche ermöglichen im Vergleich zu Fahrzeugversuchen detaillierte Schwingungsuntersuchungen an einzelnen Antriebskomponenten. Während bei Fahrzeugversuchen das Schwin-

ungsverhalten einzelner Komponenten durch die Schwingungen der übrigen Komponenten und des gesamten Antriebsstrangs überlagert wird, können einzelne Komponenten am Prüfstand isoliert angeregt und untersucht werden.

Berichte aus Forschung und Entwicklung [22, 36, 45, 57, 69, 83] behandeln die Schwingungs- und Geräuschreduzierung im Antriebsstrang. Das Fahrzeuggetriebe steht im Mittelpunkt, da besonders die Losteilkomponenten eine erhöhte Lärmemission verursachen. Die durch die Drehungleichförmigkeiten hervorgerufenen Geräusche sind vor allem das Klappern und Rasseln. Dementsprechend sind Vorschläge zur Reduzierung dieser Geräusche bzw. der Drehschwingungen erläutert. Beispielsweise werden in [22] Werkstoffverbund-Zahnräder und in [83] Festradentkopplungen zur Reduzierung bzw. Eliminierung von Klapper- und Rasselgeräuschen vorgeschlagen und untersucht. Bei einer patentierten Methode zur Reduzierung von Losteilgeräuschen in Getrieben [69] erfolgt ein Eingriff in den rotatorischen Bewegungsablauf des Losrads. Durch ein mechatronisches System wird aktiv das Abheben des Losrads verhindert. In [36, 57] werden in Verbindung mit dem Zweimassenschwungrad (ZMS), Fliehkraftpendel zur drehzahladaptiven Tilgung der dominanten Schwingungsordnung eingesetzt. Für den Nachweis der Wirksamkeit solcher Lösungen sind Prüfstandsuntersuchungen unerlässlich.

## 1.2 Zielsetzung und Aufbau der Arbeit

In der vorliegenden Arbeit wird die Entwicklung und Realisierung eines Prüfstands vorgestellt, welcher als Hardware-in-the-Loop-Prüfstand die vollständige Nachbildung eines Fahrzeugantriebsstrangs einschließlich dem Verbrennungsmotor und des Fahrzeugs ermöglicht. Als Antriebe werden elektrische Maschinen verwendet, die jedoch im Vergleich zum Verbrennungsmotor eine geringere Dynamik aufweisen. Somit ist konstruktiv bzw. steuerungs- und regelungstechnisch eine Lösung zu finden, mit der sich die verbrennungsmotorischen Drehungleichförmigkeiten und das mittlere Antriebsmoment zur Überwindung der Fahrwiderstände erzeugen lassen. Entsprechendes gilt für die Nachbildung der Fahrzeugträgheit mit einem Elektromotor. Die zu lösende Aufgabe gehört zum Gebiet der Mechatronik.

Der zu entwickelnde Prüfstand ist flexibel und modular auszulegen, um ein breites Spektrum von Untersuchungen an einzelnen oder kombinierten Antriebskomponenten wie Getrieben, Zweimassenschwungrädern oder Kupplungen abdecken zu können. Im Rahmen dieser Arbeit geht es speziell um Untersuchungen an Fahrzeuggetrieben, auf die das Systemverhalten des Prüfstands abgestimmt wird. Die Versuche an den Getrieben konzentrieren sich auf die Klapper- und Rasselphänomene der Getriebelosteile und die daraus resultierende Geräuschentwicklung. Die Anregung der Getriebelosteilkomponenten erfolgt durch die Drehungleichförmigkeiten des Verbrennungsmotors über die Getriebeeingangswelle.

In der Arbeit wird der Aufbau des Prüfstands einschließlich der unterschiedlichen Regelungsstrategien zur optimalen Ausnutzung der Prüfstandskomponenten unter Berücksichtigung der Gesamtsystemeigenschaften dargestellt. Den Ausgangspunkt für den Reglerentwurf bildet das Modell der Regelstrecke, in Form eines Mehrmassenschwingers, der die für die Regelung von Drehzahl und Drehmoment wesentlichen kinematischen und dynamischen Eigenschaften des Prüfstands nachbildet.

Neben dem Hardware-in-the-Loop-Prüfstand wird die Entwicklung, Optimierung und Applikation geeigneter Sensoren für die Messung von Klapper- und Rasselphänomenen in Getrieben vorgestellt. Problemspezifisch angepasste Sensoren zur Erfassung der Zahnradbewegungen im Getriebe während des Betriebs werden entwickelt und charakterisiert.

Zum Nachweis der korrekten Abbildung eines Fahrzeugantriebsstrangs in Verbindung mit der Erzeugung von Getriebegeräuschen wird ein Abgleich mit einem realen Fahrzeug durchgeführt. Dafür werden Messungen am Getriebe im Fahrzeug unter realen Umgebungsbedingungen durchgeführt und mit Messungen auf dem Prüfstand verglichen. Aus dem Vergleich der Ergebnisse von Fahrzeug- und Prüfstandsversuch ergibt sich eine Kalibrierung des Prüfstands und die Möglichkeit zukünftig die Messergebnisse der Prüfstandsversuche als zuverlässige Vorhersage für die im Fahrzeug zu erwartenden Geräusche zu verwenden.

Aus den genannten Zielen und Rahmenbedingungen leitet sich der in Bild 1.1 dargestellte Aufbau der Arbeit ab.

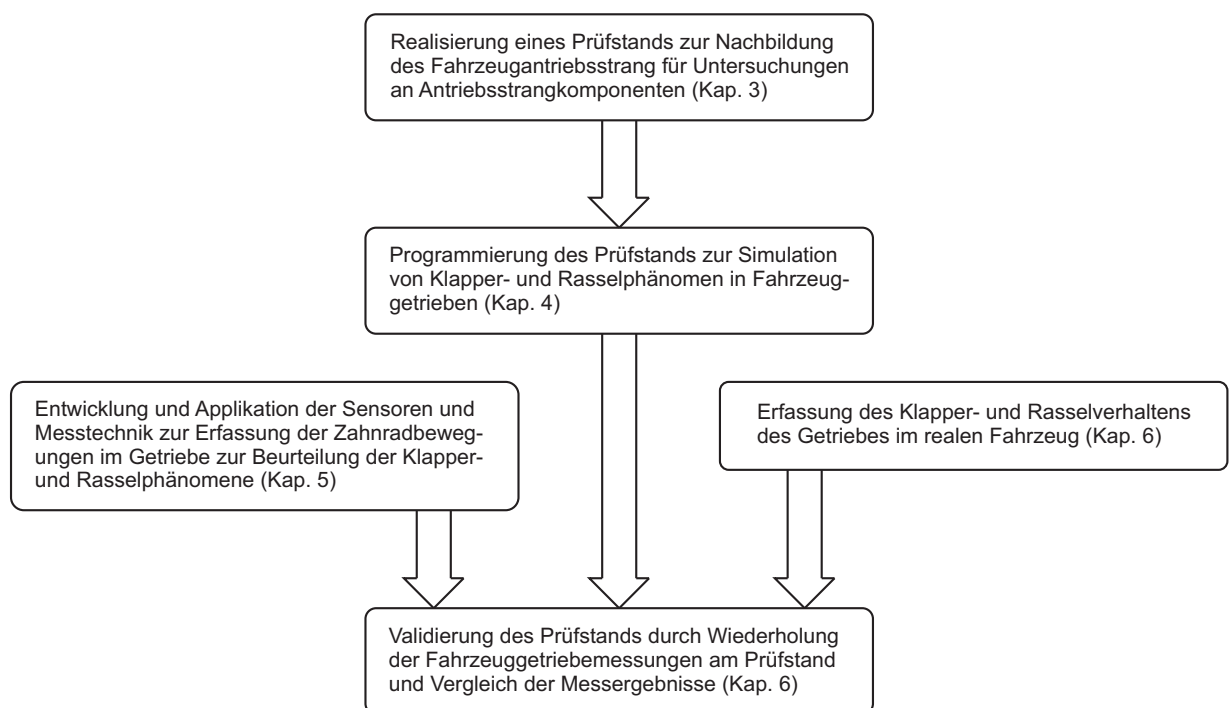


Bild 1.1: In der Arbeit behandelte Aufgabenstellungen



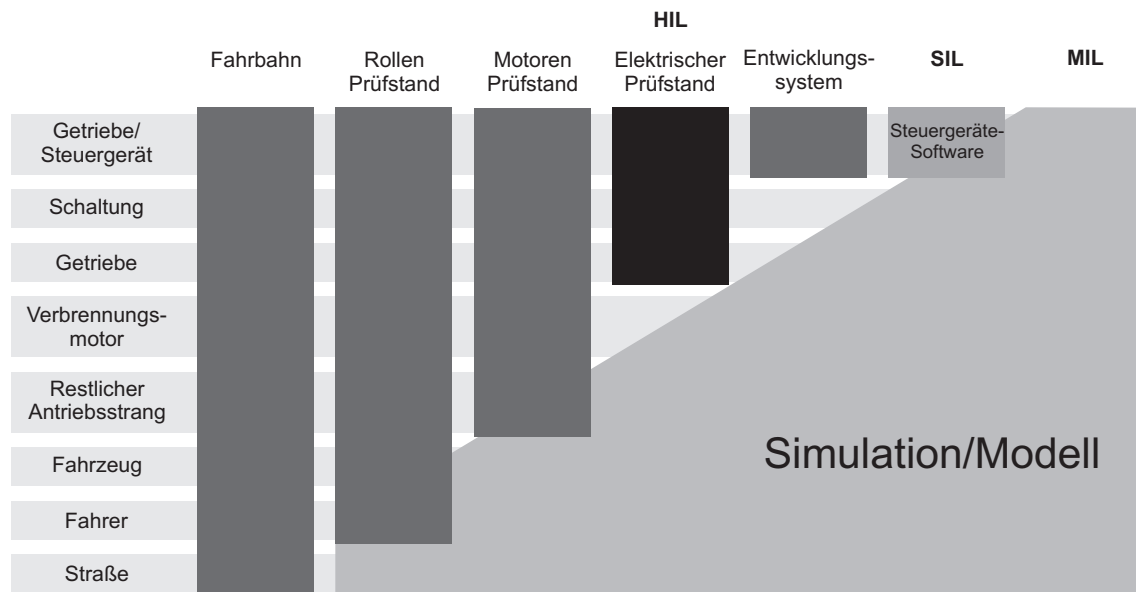
## 2 Stand der Technik und theoretische Grundlagen

Hardware-in-the-Loop (HIL), Software-in-the-Loop (SIL) und Model-in-the-Loop (MIL) sind Begriffe aus der Fahrzeugtechnik, welche vorrangig die Versuchsumgebung zur Entwicklung, Erprobung und Optimierung von Steuergeräten charakterisieren. Die Begriffe MIL und HIL eignen sich auch bei mechanischen Komponenten oder Baugruppen zur Charakterisierung der Versuchsumgebung. In der frühen Konzept- und Entwicklungsphase können z. B. bei einem Schaltgetriebe mit MIL die Anforderungen überprüft, Abweichungen erkannt und beseitigt werden. Für das MIL-Verfahren wird ein Modell der Umgebung (Fahrzeugantriebsstrang) der zu entwickelnden Komponente benötigt. Das Umgebungsmodell darf einen hohen Abstraktionsgrad besitzen. Die zu entwickelnde Komponente ist ebenfalls modelliert und über seine Ein- und Ausgänge mit dem Umgebungsmodell verbunden. Der Test findet ohne den Einsatz von spezieller Hardware auf einem oder verteilt auf mehreren Rechnern statt.

Auf Basis der Ergebnisse aus den MIL-Simulationen können Prototypen entwickelt und mit HIL-Simulationen untersucht werden. Im HIL-Stadium wird nun die reale Komponente in einer künstlichen oder teilweise realen Umwelt zur Ausführung gebracht und getestet. Die Komponente ist wie im realen Fahrzeug bedienbar und die Umgebungssimulation ermöglicht je nach Komplexität das Nachbilden von realen Situationen. Ein Vorteil ist die Möglichkeit unabhängig von der tatsächlichen Umgebung und gefahrlos das Verhalten bei unterschiedlichen auch kritischen Randbedingungen nachbilden zu können. Vor allem bei der Entwicklung kostspieliger Systeme können so Tests durchgeführt werden, ohne das Risiko einer Beschädigung oder gar den Verlust des Prototypen. Darüber hinaus macht HIL auch Tests möglich, die in der Realität nur schwer durchführbar wären. Die Durchführung von Tests kann bei Einsatz von HIL automatisiert werden, was bei normalen Testserien nicht oder nur schwer möglich ist. Außerdem sind die Ergebnisse der Tests besser reproduzierbar. Einzelne Tests können schnell in abgewandelter Form wiederholt und mit unterschiedlichen Prüflingen, wie Getrieben durchgeführt werden [43].

Bei einer HIL-Simulation einer mechanischen Komponente werden Aktoren und Sensoren benötigt, die eine Interaktion zwischen dem Simulationsmodell und der Komponente ermöglichen. Die aus dem Modell berechneten Bewegungen und Belastungen werden über die Aktoren auf die mechanische Komponente übertragen. Eine Aktorregelung sorgt für eine hinreichende Genauigkeit bei der Übertragung. Die Sensoren erfassen am Ausgang die Reaktionen der mechanischen Komponente auf die Anregung durch die Aktoren. Die Sensorsignale werden zum Simulationsmodell zurückgeführt. Damit schließt sich der HIL-Kreis; das Simulationsmodell und

die mechanische Komponente beeinflussen sich während der Laufzeit gegenseitig. Die Simulation des Modells auf dem Simulationsrechner und die Kommunikation mit den Aktoren und Sensoren müssen in Echtzeit erfolgen.



**Bild 2.1:** Auflistung unterschiedlicher Prüfverfahren in der Fahrzeugtechnik mit verwendetem Realitätsanteil (Balken) und Simulationsanteil [18]

Bild 2.1 stellt unterschiedliche Testverfahren vor und gibt einen Überblick über die jeweils real vorhandenen Komponenten/Bestandteile (Balken) sowie die simulierten/modellierten Anteile und ordnet den HIL-Versuch in die Gruppe der Testverfahren ein [18].

## 2.1 Motorerregte Fahrzeugschwingungen

In einem Hubkolbenmotor kommt es durch die translatorisch bewegten Kolben (Massen) und den Verbrennungsvorgängen zu Drehungleichförmigkeiten der Kurbelwelle und des angeschlossenen Schwungrads. Der gesamte Antriebsstrang bildet aufgrund der enthaltenen Trägheiten und Steifigkeiten ein drehschwingungsfähiges System, bei dem die vom Motor eingeleiteten Drehungleichförmigkeiten zu Drehschwingungen führen. Die auftretenden Kräfte und Drehmomente im Verbrennungsmotor regen zusätzlich über die Aggregatelager die Karosserie zu Schwingungen an. Diese werden von den Insassen als Vibrationen und Geräusche wahrgenommen.

Am Motor wirken hauptsächlich die Kraft  $F_{zyl}$  in Richtung der Zylinderachse und das resultierende Drehmoment um die Kurbelwellenachse. Bei der Kraft wird zwischen Massen- und Gaskraft unterschieden. Für einen einzelnen Zylinder ergibt sich die in der Zylinderachse wirkende Massenkraft  $F_{zyl,m}$  aus der Masse  $m_{Kolb}$  multipliziert mit der Kolbenbeschleunigung  $a_{Kolb}$

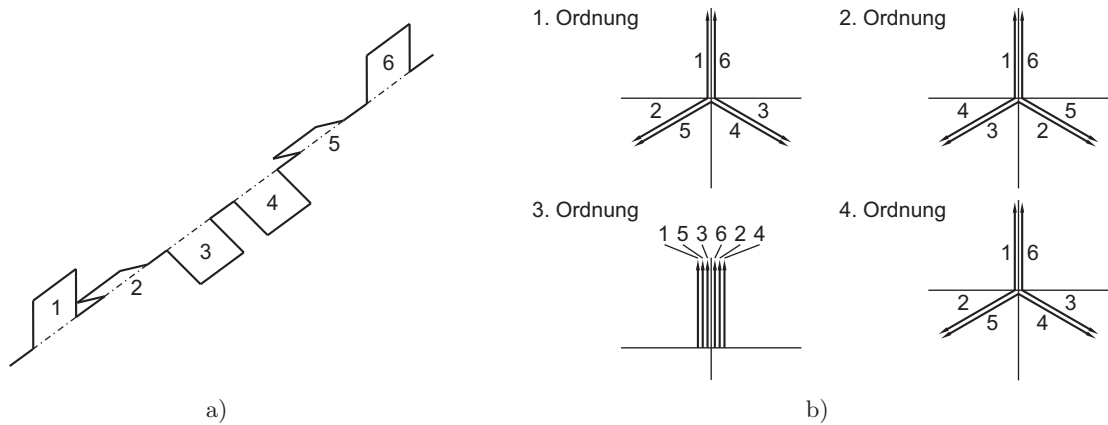
näherungsweise zu

$$F_{zyl,m} = m_{Kolb} \cdot a_{Kolb}(t) = m_{Kolb} \cdot r_{Kurb} \cdot \omega^2 (\cos \omega t + \lambda \cdot \cos 2\omega t). \quad (2.1)$$

Dabei ist  $\omega$  die Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle,  $m_{Kolb}$  die Masse des Kolbens samt Kolbenringen, einschließlich Kolbenbolzen und etwa 30 % der Pleuelstange.  $\lambda$  wird als Pleuelstangenverhältnis bezeichnet und ist der Quotient aus Kurbelradius  $r_{Kurb}$  und Pleuelstangenlänge. Die Pleuelstangenkraft setzt sich aus einer radialen und einer tangentialen Komponente zusammen und ergibt mit der Massenkraft  $F_{zyl,m}$  das an der Kurbelwelle wirkende Massendrehmoment

$$M_m = m_{Kolb} \cdot r_{Kurb}^2 \cdot \omega^2 \left[ \frac{\lambda}{4} \sin \omega t - \frac{1}{2} \sin 2\omega t - \frac{3\lambda}{4} \sin 3\omega t - \left( \frac{\lambda}{2} \right)^2 \sin 4\omega t \right]. \quad (2.2)$$

Das Massenmoment  $M_m$  wird von der hin- und herschwingenden Masse  $m_{Kolb}$ , dem Kurbelradius, dem Pleuelstangenverhältnis und dem Quadrat der Winkelgeschwindigkeit bzw. der Motordrehzahl bestimmt. In Bild 2.2 sind für einen 6-Zylinder-Reihenmotor die Kurbelanordnung und die Amplituden der verschiedenen Ordnungen dargestellt.



**Bild 2.2:** 6-Zylinder-Reihenmotor: a) Kurbelanordnung; b) Motorordnungen [77]

Beim 6-Zylinder-Reihenmotor entfallen die resultierenden Massenkräfte der ersten, zweiten und vierten Ordnung, die der dritten Ordnung addieren sich. Allgemein kann man dies aus der vektoriellen Zeigeraddition in Bild 2.2 b herleiten. Demnach ist anschaulich in der dritten Ordnung die Hauptanregung der auf die Karosserie und den Antriebsstrang wirkenden Schwingungen zu sehen.

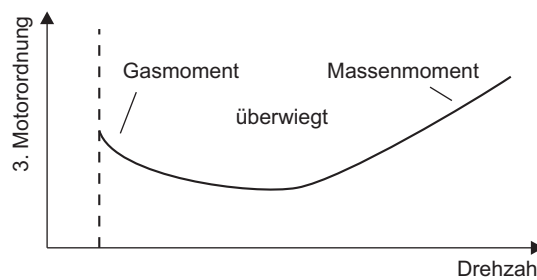
Durch den Verbrennungsvorgang im Zylinder entstehen die Gaskräfte. Die auf den Kolben wirkenden Gaskräfte ergeben sich aus dem Produkt von Verbrennungsdruck  $p_{zyl}$  mal Kolbenfläche  $A_{Kolb}$  und stützen sich direkt am Zylinderkopf ab. Die Gaskräfte wirken sich, im Sinne einer äußeren Anregung, nicht auf das Gesamtsystem aus.

$$F_{zyl,gas} = 0 \quad (2.3)$$

Nur das Gasmoment aus den Verbrennungsdrücken wirkt auf das Motorgehäuse und muss über die Aggregatlager abgestützt werden. Das Gasmoment für einen 1-Zylinder-Motor ergibt sich näherungsweise zu

$$M_{gas} = p_{zyl} \cdot A_{Kolb} \cdot r_{Kurb} \left( \sin \omega t + \frac{\lambda}{2} \sin 2\omega t \right). \quad (2.4)$$

Beim Massenmoment beträgt die Periodendauer immer  $360^\circ$  Kurbelwinkel. Beim Gasmoment hingegen muss zwischen 2-Takt ( $360^\circ$ ) und 4-Takt ( $720^\circ$ ) unterschieden werden. Wird auch beim 4-Takt-Verfahren die Periodendauer auf eine Umdrehung gesetzt, dann treten so genannte halbe Ordnungen mit  $0,5\omega$ ,  $1,5\omega$  usw. auf. Bei einem 6-Zylinder-Reihenmotor sind auch beim Gasmoment nur die dritte, sechste und neunte Ordnung enthalten. Die halben und ganzen Ordnungen dazwischen verschwinden [77].



**Bild 2.3:** Resultierende Amplitude der dritten Ordnung aus dem Gas- und Massenmoment für einen 6-Zylinder-Reihenmotor [77]

Bild 2.3 zeigt die Addition der Massen- und Gasanteile am Gesamtmoment. Danach überwiegt das Gasmoment bei kleinen Drehzahlen, bei höheren nimmt der Einfluss des Massenmoments zu. Das Minimum der dritten Ordnung liegt, abhängig vom Motor, im Drehzahlbereich von  $3.000 \text{ min}^{-1}$  –  $4.000 \text{ min}^{-1}$ . Da Klappern und Rasseln nur bei Drehzahlen unterhalb von  $2.000 \text{ min}^{-1}$  auftritt, wird es vor allem durch die Gaskräfte angeregt.

## 2.2 Prüfstände zur Nachbildung eines Fahrzeugantriebsstrangs

Im Folgenden werden unterschiedliche Prüfstandskonzepte vorgestellt, die in der Forschung und Industrie verwendet werden. Dabei werden die Antriebs- und Abtriebseinheiten separat betrachtet. Die Antriebseinheit, angeschlossen am Eingang der zu prüfenden Komponente, dient der Erzeugung von verbrennungsmotorischen Drehungleichförmigkeiten und stellt die Anregungskomponente dar. Die Abtriebseinheit bildet den Endabtrieb des Fahrzeugs nach und belastet die zu prüfende Komponente an deren Ausgang mit einem Verspanndrehmoment.

### 2.2.1 Simulation von Verbrennungsmotoren mit Nachbildung der verbrennungsmotorischen Drehungleichförmigkeiten

Verbrennungsmotoren in Kraftfahrzeugen weisen relativ geringe Trägheitsmomente auf, weshalb die Gas- und Massenkräfte Drehungleichförmigkeiten mit großen Amplituden und hoher Frequenz erzeugen. Bei der Nachbildung solcher Drehzahlschwankungen in Komponenten- oder Modulprüfständen ohne Verbrennungsmotor werden daher hohe Anforderungen an die Dynamik der ersatzweise eingesetzten Antriebseinheiten gestellt. Es sind unterschiedliche Konzepte zur Erzeugung von verbrennungsmotorischen Drehzahlverläufen verbreitet. Im Folgenden werden diese Konzepte aufgezeigt, sowie Vor- und Nachteile erläutert.

Drehungleichförmigkeiten lassen sich mit Verbrennungs-, Elektro- oder Hydromotoren erzeugen. Jeder Verbrennungsmotor hat einen für ihn typischen Verlauf der Drehungleichförmigkeiten. Eine Nachbildung von Motoren unterschiedlicher Bauart mit einem Verbrennungsmotor ist deshalb nicht möglich. Zudem ist die Reproduzierbarkeit nicht gewährleistet. Nachteilig sind auch die Abgas- und Geräuschemissionen. Hydromotoren weisen geringe Trägheitsmomente bei hohen Nennmomenten auf. Wegen der begrenzten Änderungsgeschwindigkeit des Drehmoments beim Hydrostaten kann jedoch keine hohe Dynamik erreicht werden. Alternativ besteht die Möglichkeit, die Drehungleichförmigkeiten unabhängig von der Dynamik des Motors mittels ungleichförmig übertragender Elemente wie Gelenkwellen oder Polygonräder kinematisch zu erzeugen. Diese Variante wird an späterer Stelle noch genauer betrachtet.

Elektromotoren, bevorzugt permanenterregte Synchronmotoren bieten, ausgelöst durch Fortschritte bei der Entwicklung der Dauermagnete für die Läufer, in Verbindung mit einer verbesserten Leistungselektronik eine gute Möglichkeit, hochfrequente Drehungleichförmigkeiten zu erzeugen. Im Vergleich mit Verbrennungs- und Hydromotoren sind sie die beste Lösung. Alternativ können Elektromotoren oder Kombinationen von Elektromotoren mit ungleichförmig übertragenden Elementen verwendet sowie mehrere Elektromotoren gekoppelt werden.

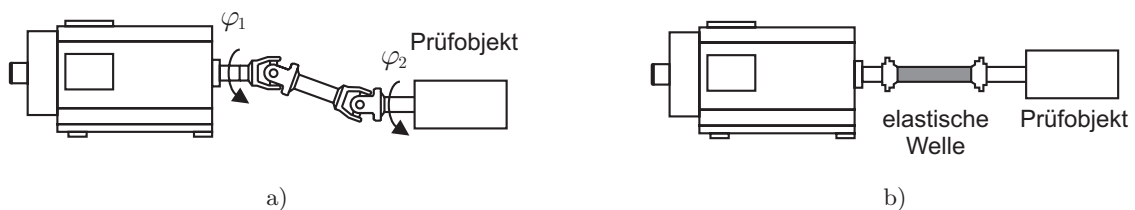
Prinzipiell lassen sich die nachbildenden Antriebssysteme in solche mit Ein- und Mehrmotorenantrieb einteilen. Bei mehrmotorigen Antriebssystemen sind mindestens zwei Elektromotoren miteinander verbunden. Ihre Wirkung wird kombiniert. Zwischen Antriebsmotor und Prüfling werden unterschiedliche Übertragungselemente, wie Drehfedern, Gelenkwellen oder im einfachsten Fall starre Wellen (Direktantrieb) eingesetzt. Ist der Antriebsmotor nahezu verdrehsteif mit der Last gekoppelt (gerade Welle oder Gelenkwelle), werden die Drehbewegungen (Drehungleichförmigkeiten) des Motors am Prüflingseingang direkt vorgegeben. Es handelt sich um einen Zwanglaufprüfstand. Erfolgt die Prüflingsanbindung direkt oder indirekt elastisch über eine Drehfeder (Torsionswelle), lassen sich Resonanzerscheinungen des Schwingungssystems zur Erzeugung von Drehungleichförmigkeiten nutzen. Es handelt sich um einen Resonanzprüfstand.

### Einmotorige Antriebe

Die einfachste und oft verwendete Anordnung eines einmotorigen Antriebs besteht darin, den drehzahlgeregelten Elektromotor über eine starre Welle mit dem Prüfling zu verbinden. Das maximale Drehmoment des Elektromotors und das Trägheitsmoment von Motor und Prüfling begrenzen die erreichbaren Drehungleichförmigkeiten, d. h. die Schwingungsamplitude und Schwingungsfrequenz. Durch die stetige Weiterentwicklung der Elektromotoren sind Servomotoren mit hohen Nennmomenten bei relativ kleinen Trägheitsmomenten verfügbar. Für bestimmte Anwendungen sind die damit erzielbaren Drehungleichförmigkeiten ausreichend. Wird jedoch zusätzlich ein mittleres Drehmoment zur Verspannung des Prüflings benötigt, reicht das restliche Drehmoment zur Schwingungsanregung nicht mehr aus.

Die Anordnung des starr mit dem Prüfling gekoppelten Antriebsmotors wird verbreitet in der Fahrzeugindustrie eingesetzt. Die Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG in Weissach verfügt über einen Prüfstand, der wie in [21] beschrieben, mit einer Drehstromsynchronmaschine mit einem Nennmoment von 800 Nm und einem Trägheitsmoment des Rotors von  $0,143 \text{ kgm}^2$  ausgerüstet ist, die direkt mit dem PKW-Getriebe verbunden wird. Weitere Direktantriebe werden in [37,81,97,107] vorgestellt.

Einmotorige Antriebe können auch mit ungleichförmig übertragenden Antriebselementen zwischen Antriebsmotor und Prüfling ausgerüstet sein. Bei dieser Antriebsvariante wird ein geregelter Antriebsmotor beispielsweise über eine Welle mit zwei Kreuzgelenken in Z-Anordnung mit dem Prüfling (z. B. einem Getriebe oder einem ZMS) verbunden. Bild 2.4 a stellt eine solche Anordnung schematisch dar. Der Antriebsmotor läuft mit konstanter Drehzahl, die Erzeugung der Drehungleichförmigkeiten erfolgt durch die gebeugte Gelenkwelle, welche ein ungleichförmiges Übertragungsverhalten aufweist.



**Bild 2.4:** Erzeugung von Drehungleichförmigkeiten durch ungleichförmig übertragende Elemente: a) Kardanantrieb; b) Resonanzantrieb

Kreuzgelenke mit einem Beugewinkel  $\beta$  erzeugen eine Drehungleichförmigkeit zweiter Ordnung. Werden die beiden Kreuzgelenke um  $90^\circ$  zueinander gedreht eingesetzt, wird die maximale Drehungleichförmigkeit erreicht. Dafür ergibt sich folgender Zusammenhang zwischen den Drehwin-

keln vor ( $\varphi_1$ ) und hinter ( $\varphi_2$ ) der Gelenkwelle.

$$\varphi_2 = \arctan \left( \frac{1}{\cos^2 \beta} \cdot \tan \varphi_1 \right) \quad (2.5)$$

Damit sind der Drehwinkel und auch die Winkelbeschleunigung am Eingang des Prüflings abhängig vom Beugewinkel  $\beta$  [33]. Somit kann die Amplitude der Drehungleichförmigkeiten durch Variation des Beugewinkels verändert werden. Die Frequenz der Anregung kann über die Drehzahl des Elektromotors gestellt werden. Es ergibt sich eine feste Anregungsordnung.

Dieses Konzept ist unabhängig von der Dynamik des Antriebsmotors und ermöglicht somit auch die Verwendung leistungstarker Elektromotoren mit relativ hohem Trägheitsmoment. Als nachteilig ist jedoch die Einstellung der Schwingamplituden zu sehen; die Verstellung des Beugewinkels erfordert die mechanische Verstellung der Komponenten zueinander und kann nur bedingt während des Betriebs der Anlage erfolgen. Verwendet wird das beschriebene Antriebskonzept am Institut für Kraftfahrtwesen der RWTH Aachen zur Untersuchung von NVH-Phänomenen des Antriebsstrangs [92].

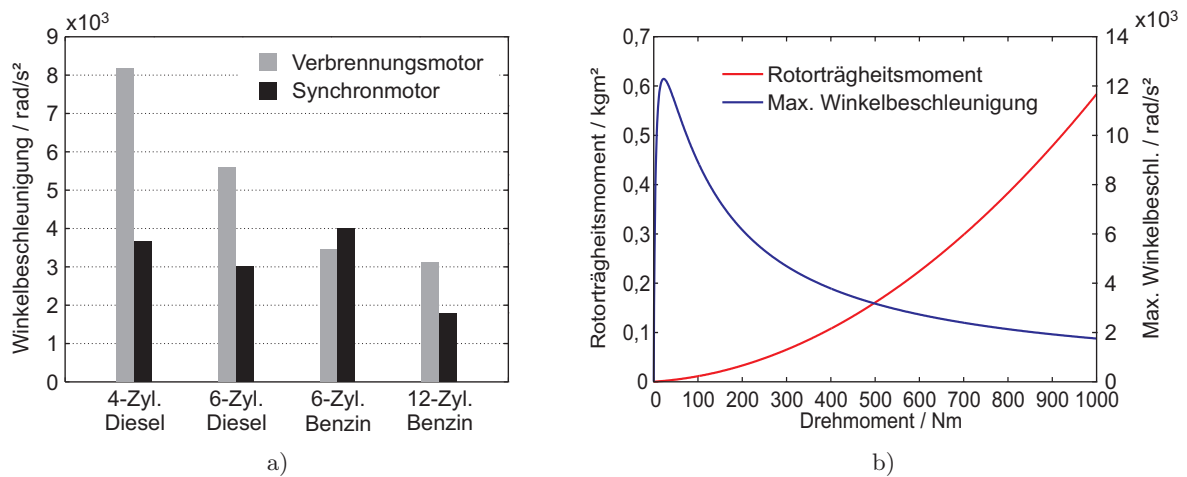
Eine weitere Möglichkeit zur Schwingungserzeugung stellt der Resonanzantrieb dar. Schematisch in Bild 2.4 b dargestellt treibt dabei ein Motor über eine drehelastische Welle das zu prüfende Objekt an. Dieses schwingungsfähige System ermöglicht bei einer kleinen Leistung des Antriebsmotors relativ große Drehschwingungsamplituden im Resonanzbereich. Ein Resonanzprüfstand wird im Bereich der Verbrennungsmotorentechnik als Kurbelwellen-Verdrehprüfstand eingesetzt [2]. In [96] wird ein Resonanzprüfstand vorgestellt, welcher durch elastische Kopplung des Antriebsmotors mit einer Schwungmasse ein Zweimassenschwingersystem bildet. Entlang der Rotationsachse am Ort maximaler Schwingungsamplitude der ersten Eigenform wird der Prüfling installiert. Der vorgestellte Prüfstand wird für Untersuchungen an Drehschwingungsdämpfern und elastischen Kupplungen eingesetzt und erzeugt Spitzenmomente bis zum 20-fachen des Erregermoments bei einer Frequenz von 50 Hz.

### Erreichbare Dynamik von Synchronmotoren

Die Antriebseinheit zur Nachbildung von Drehungleichförmigkeiten muss den zeitlichen Verlauf von Drehmoment und Drehzahl an der Schwungscheibe darstellen. In Bild 2.5 a sind exemplarisch die Winkelbeschleunigungen von vier unterschiedlichen Verbrennungsmotortypen dargestellt. Bei den Werten handelt es sich um Simulationsergebnisse [66]. Betrachtet werden Benzin- und Dieselmotoren, wobei Dieselmotoren signifikant höhere Drehungleichförmigkeiten aufweisen. Zum Vergleich sind den Simulationsergebnissen Winkelbeschleunigungswerte gegenübergestellt, wie sie derzeit von hochdynamischen Synchronmotoren mit vergleichbaren Drehmomenten erzeugt werden können. Es handelt sich dabei um Spitzenwerte. Erkennbar ist, dass mit einem einmotorigen Antrieb lediglich die 6-Zyl. Benzinmotoren, welche geringere Drehungleichförmigkeiten

aufgrund von günstigem Masseausgleich und kleineren Verbrennungsdrücken gegenüber Dieselmotoren aufweisen, simuliert werden können. Durch das geringere Motormoment des simulierten 6-Zyl. Benzinmotors von 365 Nm, verschiebt sich die Charakteristik eines entsprechenden Synchronmotors in dynamisch günstigere Bereiche. Jedoch wird selbst in diesem Fall das gesamte Drehmoment des Elektromotors zur Schwingungserzeugung benötigt; ein mittleres Drehmoment zur Verspannung kann nicht mehr aufgebracht werden.

Das quadratisch mit dem Drehmoment ansteigende Trägheitsmoment ist Ursache für die im Vergleich zum Verbrennungsmotor geringere Dynamik von Elektromotoren im Bereich großer Drehmomente (Bild 2.5). Als repräsentativ für die dynamischen Eigenschaften von Synchronmotoren werden die Kenndaten von drei hochdynamischen Synchronmotoren verwendet (DT220-380Hdyn, DT330-704Hdyn, DT460-851 von DynoTec Drives). Diese Motoren werden in Getriebe- und Motorenprüfständen bei DynoTec GmbH Prüfstandstechnik eingesetzt.



**Bild 2.5:** a) Vergleich der maximalen Winkelbeschleunigungen zwischen Verbrennungsmotoren und Elektromotoren mit vergleichbaren Drehmomenten; b) Erreichbare Winkelbeschleunigungen von hochdynamischen Synchronmotoren

Elektromotoren kleiner Leistung können aufgrund des günstigen Drehmoment-/Trägheitsmoment-Verhältnisses hohe Winkelbeschleunigungen erreichen. Ab einem Drehmoment von 50 Nm fällt die Dynamik durch das überproportional steigende Trägheitsmoment deutlich ab.

Ausgeführt als Resonanzprüfstand (Bild 2.4 b) können zwar höhere Drehungleichförmigkeiten erreicht werden, jedoch sind diese Winkelbeschleunigungen dann auf einen kleinen Frequenzbereich beschränkt.

### Mehrmotorige Antriebe

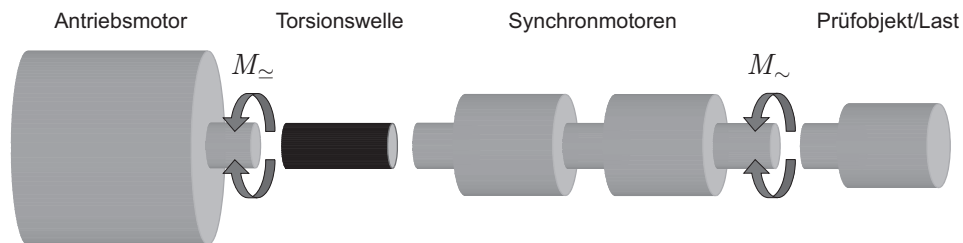
Um das im vorherigen Abschnitt erwähnte Problem der Erzeugung des mittleren Drehmoments bei Ausnutzung der maximalen Dynamik zu umgehen, können zwei Elektromotoren gekoppelt werden. Dabei liefert ein Motor das konstante mittlere Antriebsmoment, während ein zweiter



Motor das Wechseldrehmoment zur Erzeugung der Drehungleichförmigkeiten aufbringt. Anstelle eines Motors zur Erzeugung des Wechseldrehmoments werden in der Praxis auch Hydropulser verwendet [102].

In [74] wird ein Prüfstand nach dem Zwanglaufprinzip vorgestellt, wobei zur Leistungssteigerung zwei hochdynamische Servomotoren über ein Koppelgetriebe zusammengeschaltet sind. Es handelt sich dabei um eine Kopplung durch Parallelschaltung. Das Getriebe dient zusätzlich zur Drehzahlerhöhung. Eingesetzt werden zwei Motoren mit Nennmomenten von jeweils 300 Nm und Trägheitsmomenten der Rotoren von jeweils  $0,137 \text{ kgm}^2$ . Bei Anlagen dieser Bauweise wirken sich jedoch die begrenzte Steifigkeit, das große Trägheitsmoment und das nicht beliebig reduzierbare Spiel des Überlagerungsgetriebes nachteilig aus.

Ein weiteres Prinzip zur Drehschwingungserzeugung unter Verwendung mehrerer Maschinen wird in [34] vorgestellt. Bei diesem Lösungsansatz werden die Drehmomente von drei Elektromotoren überlagert.

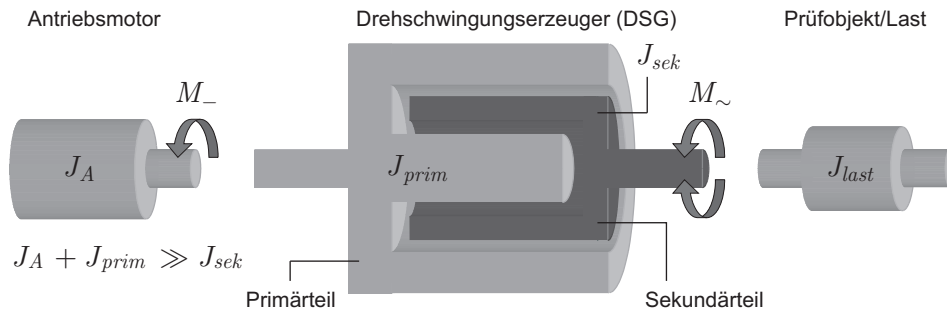


**Bild 2.6:** Drehschwingungserzeugung mit elastisch gekoppelten Elektromotoren [34]

Wie in Bild 2.6 dargestellt, besteht die Antriebseinheit aus einem Elektromotor mit hoher Rotorträgheit, welcher über eine drehelastische Welle mit zwei starr miteinander gekoppelten Synchronmotoren verbunden ist. Die von den Motoren erzeugten Drehschwingungen decken unterschiedliche Frequenzbereiche ab. Das Schwingungssystem ist so abgestimmt, dass im Frequenzbereich von 60 Hz–70 Hz die Amplituden der Drehungleichförmigkeiten durch Resonanz angehoben werden. Im Prinzip liegt hier eine Kombination von Zwanglauf- und Resonanzprüfstand vor. Da jedoch die beiden Synchronmotoren nicht vollkommen starr miteinander verbunden sind, können davon störende Schwingungseffekte bei höheren Frequenzen ausgehen.

Ein anderes Konzept mit gekoppelten Elektromotoren wird derzeit von der Daimler AG in Stuttgart in Zusammenarbeit mit Kristl, Seibt & Co. aufgebaut und getestet. Laut [66] wird dabei ein Tandem-Antrieb, bestehend aus einer handelsüblichen Asynchron- oder Synchronmaschine und einem Drehschwingungsgenerator (DSG) gebildet. Hierbei wird das für die Darstellung der Schwingbeschleunigung und -frequenz erforderliche Schwingmoment ausschließlich vom Drehschwingungsgenerator erzeugt und der Grunddrehung bzw. dem mittleren Drehmoment des Antriebsmotors überlagert.

Der Schwingungserzeuger arbeitet nach dem Prinzip eines Shakers, der rotatorische Bewegungen erzeugt. Er besteht aus einem Primärteil, in dessen Luftspalt der hohlzylinderförmige Schwingrotor, das sog. Sekundärteil, eintaucht (Bild 2.7).



**Bild 2.7:** Erzeugung von Drehschwingungen nach dem Prinzip eines Shakers

Das Primärteil wird mit konstanter Winkelgeschwindigkeit vom Antriebsmotor angetrieben. Die im Primärteil eingebauten Erregerwicklungen oder Dauermagnete erzeugen das Erregermagnetfeld (Gleichfeld) für den DSG. Durch die Wechselwirkung zwischen den stromdurchflossenen Wicklungen auf dem Sekundärteil mit dem Erregermagnetfeld entsteht das Luftspaltmoment des DSGs. Es handelt sich bei diesem Prinzip um eine Überlagerung durch Reihenschaltung. Die Kopplung der beiden Antriebsmotoren erfolgt ausschließlich über das Magnetfeld. Damit muss das zu übertragene Drehmoment vollständig vom DSG abgestützt werden. Die vom Prüfling aufgenommene Leistung, die vom Antriebsmotor und dem DSG abgegeben wird, fließt vollständig über das Magnetfeld des DSGs. Die Rückwirkung der Schwingbewegung des Sekundärteils auf den Antriebsmotor ist niedrig, da  $J_{prim} = 50 \cdot J_{sek}$  ist und somit das Primärteil als ein großes Schwungrad betrachtet werden kann. Durch den großen Gehäusedurchmesser und das große Trägheitsmoment des Primärteils kann es bei höheren Drehzahlen des Antriebsmotors wegen der auftretenden Fliehkräfte zu Festigkeitsproblemen kommen.

Mit diesem Prinzip sind nach Angaben in [66] Schwingbewegungen bis zu einer Frequenz von 1.200 Hz und eine maximale Winkelbeschleunigung von  $9.200 \text{ rad/s}^2$  ( $J_{last} = 0,17 \text{ kgm}^2$ ) erreichbar.

Bei beiden Überlagerungsprinzipien (Reihen- und Parallelschaltung) muss der Antriebsmotor, der das mittlere, konstante Antriebsmoment erzeugt, das Wechseldrehmoment vom hochdynamischen Motor abstützen. Um die Drehmomentspitzen zu reduzieren, wird bei der Realisierung dieser Konzepte die Rotorträgheit des Antriebsmotors, wie in Bild 2.7, häufig durch eine Schwungmasse erhöht. Dies reduziert aber die Dynamik der Gesamtanlage. Instationäre Vorgänge (Beschleunigungsphasen) lassen sich damit nicht darstellen, da das Schwungrad Energie vom Drehschwingungserzeuger aufnimmt und wieder abgibt, d. h. glättend wirkt.

### 2.2.2 Konzepte zur Nachbildung eines Fahrzeugendabtriebs (Heckantrieb)

Zur Nachbildung des Endabtriebs eines Fahrzeugs, d.h. Räder, Seitenwellen, Achsgetriebe, Gelenkwelle usw. werden Abtriebseinheiten eingesetzt. Bei den unterschiedlichen Abtriebskonzepten kann zwischen dem Grad des simulierten und des real dargestellten Anteils unterschieden werden. So kann ein realer Fahrzeugendabtrieb vollständig aufgebaut und für Prüf Szenarien verwendet werden (Bild 2.8 a). Dabei werden beispielsweise für Getriebeuntersuchungen an einem heckangetriebenen Fahrzeug am Getriebeausgang beginnend die Hardscheibe, die Gelenkwelle, das Achsgetriebe, die Seitenwellen und die Räder aufgebaut. Die Räder wiederum werden von den Rollen eines Prüfstands beschleunigt bzw. verzögert. In diesem Fall beginnt ab dem Rollenprüfstand der Simulationsteil, welcher die reale Fahrbahn und die Fahrwiderstände nachbildet. Bei diesem Konzept ist der Simulationsgrad am geringsten. Vorteile dieser Anordnung werden in [23] erläutert. Aufgrund des technischen Aufwands und der Notwendigkeit eines Rollenprüfstands werden solche Systeme selten eingesetzt.

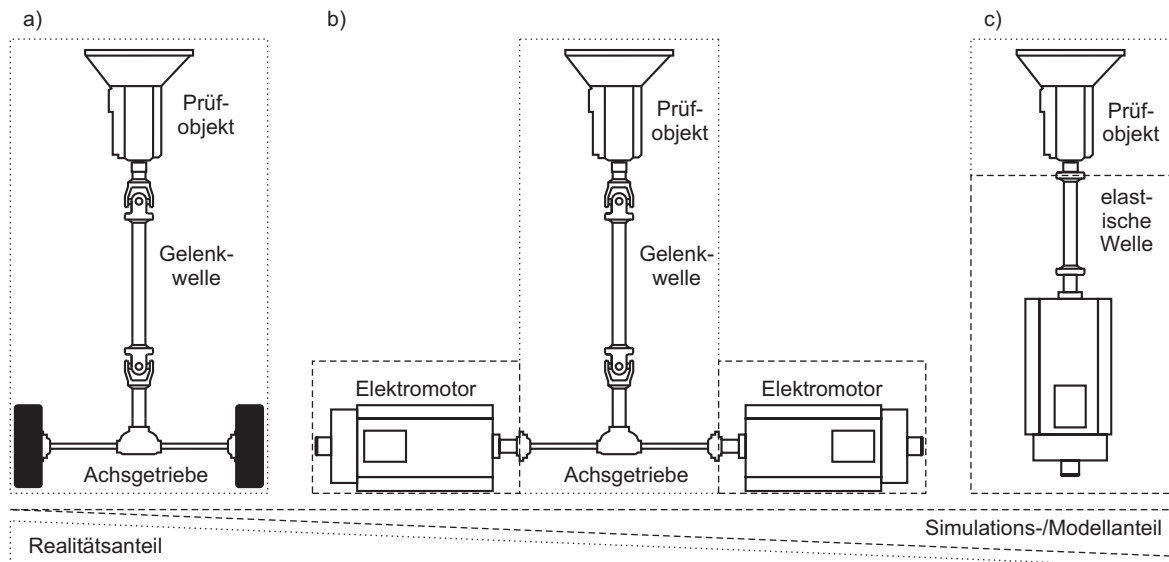


Bild 2.8: Konzepte zur Realisierung eines Fahrzeug-Endabtriebs für heckangetriebene Fahrzeuge

Bei anderen Konzepten ist der Simulationsgrad höher und damit der reale Anteil reduziert (Bild 2.8 b). Lediglich die Gelenkwelle und das Achsgetriebe werden aufgebaut. An den beiden Achswellen wirken Elektromotoren. Die Elektromotoren stellen die Grenze zwischen Realität und Simulation dar und bilden die Rad- und Straßeneigenschaften nach. Räder und Reifen, sowie ein Rollenprüfstand entfallen. Dieses Konzept wird in [74] und [17] verwendet.

Der höchste Simulationsgrad wird bei vollständigem Ersatz des Endabtriebs durch einen Elektromotor erreicht (Bild 2.8 c). Dabei entfallen Gelenkwelle, Achsgetriebe und die nachfolgenden Komponenten. Der leistungsstarke Elektromotor mit hohem Trägheitsmoment wird über eine drehelastische Welle direkt mit dem Ausgang des Prüflings verbunden. Die Realitäts-

Simulations-Grenze befindet sich am Getriebeausgang. Die drehelastische Welle repräsentiert dabei die Elastizität des realen Endabtriebs, während der Elektromotor Trägheit und Fahrwiderstand simuliert. Dieses Konzept wird in Ansätzen in [34] verfolgt. Jedoch reicht die Rotorträgheit des Abtriebsmotors nicht zur Nachbildung der reduzierten Fahrzeugmasse aus.

## 2.3 Erfassung von Bewegungsgrößen in Fahrzeuggetrieben

Zur Erfassung der Zahnrad- bzw. Wellendrehzahlen innerhalb eines Getriebes eignen sich klassische Sensoren, die beispielsweise auf dem optischen Prinzip beruhen (Inkrementalgeber), weniger. Ein neuartiges Verfahren ermöglicht eine indirekte Erfassung der Drehzahl in einem gekapselten System ohne direkte Anbindung an die rotierenden Teile (Wellen, Zahnräder) [58]. Dabei wird der Effekt genutzt, dass rotierende Teile in Maschinen das gesamte Aggregat zu Körperschallschwingungen anregen, die als Luftschall hörbar sind. Durch Aufnahme der Schwingung mit einem Mikrofon oder einem Beschleunigungssensor kann durch Analyse des Schwingungsspektrums auf die Drehzahl zurückgeschlossen werden. Im Fall eines Fahrzeuggetriebes überlagern sich jedoch die Schwingungen von einer Vielzahl von rotierenden Elementen. Eine Zuordnung zu den einzelnen Zahnrädern und Wellen ist schwierig. Diese Methode zur Drehzahlerfassung wird deshalb nicht weiter betrachtet.

Für die messtechnische Erfassung der Bewegungsgrößen einzelner Zahnräder (Fest- und Losräder), die in einem Getriebe verbaut sind, haben sich Beschleunigungssensoren und Sensoren, die nach dem magnetischen Prinzip arbeiten (induktiv, Halleffekt), bewährt. Laut [1] werden bei der Gesellschaft für Industrieforschung mbH Beschleunigungssensoren auf den Flanken der Zahnräder befestigt. Die Energie- und Signalübertragung erfolgt induktiv und telemetrisch. Die Zahnräder müssen dabei zunächst ausgebaut und mit der entsprechenden Sensorik bestückt werden. Dadurch eignet sich diese Methode nur bedingt für Untersuchungen an mehreren Zahnrädern. Außerdem wird die Bewegung der Zahnräder wegen der veränderten Trägheitsmomente durch die zusätzlich angebrachten Massen beeinflusst. Auch der Einbauraum ist in Fahrzeuggetrieben meist nicht vorhanden. Diese Variante wird daher zur Erfassung von Zahnradbewegungen nicht weiter betrachtet.

In [71] werden optische Messsysteme zur Erfassung der Bewegungen einzelner Zahnräder in offenen Prinzip-Getrieben verwendet. Für Zahnraduntersuchungen in einem Fahrzeuggetriebe im Betrieb ist dieses Messverfahren aufgrund der schlechten Zugänglichkeit der Zahnräder nicht anwendbar.

Hallsensoren in gekapselter Bauweise können durch einfache Montage im Getriebegehäuse befestigt und auf den Umfang der Zahnräder ausgerichtet werden. Sie sind für den Einsatz in rauen Umgebungsbedingungen ausgelegt und können flexibel eingesetzt werden.

Zahnradgeschwindigkeitssensoren auf Hall-Basis werden von Cherry GmbH, Rheintacho Messtechnik GmbH, rotec GmbH und Baumer Electric AG angeboten. Allen Sensoren gemein sind eine digitale Signalausgabe und damit eine festgelegte Auflösung der Zahnradgeschwindigkeit. Je nach Sensortyp und Hersteller werden beim Passieren eines Zahns zwei oder mehrere digitale Impulse von der Sensorelektronik ausgegeben. Sensoren von rotec GmbH können bis zu acht Impulse pro Zahn ausgeben, sie bieten die höchste Auflösung. Zur Berechnung der Winkelgeschwindigkeit aus den Impulsen wird entweder die Periodendauermessung bzw. Frequenzmessung verwendet oder es wird der Drehwinkel durch eine Quadrantenauswertung mittels Quadraturdekoder berechnet und das Drehwinkelsignal zeitlich abgeleitet. Durch dieses Verfahren wird auch die Bewegungsrichtung detektiert.

Die Auswertung der Impulse durch Frequenzmessung oder Periodendauermessung wird im nachfolgenden Abschnitt erklärt. Die allgemeine Bezeichnung: Impulsgeber beschreibt Sensoren die durch unterschiedliche Verfahren (optisch, magnetisch) ein Rechtecksignal durch die Abtastung einer Strichscheibe oder eines Zahnrad erzeugen. Je nach Auswertung kann aus dem Rechtecksignal der Drehwinkel oder die Winkelgeschwindigkeit (bei rotatorischer Ausführung, wie sie im Verlauf der Arbeit relevant ist) berechnet werden. Die Information über die Winkelgeschwindigkeit liegt mit der Frequenz bzw. Periodendauer des Rechtecksignals analog vor.

### Impulszählverfahren (Frequenzmessung)

Bei diesem Verfahren erhält man durch die Anzahl der Impulse pro Zeiteinheit die Information über die Drehzahl bzw. Winkelgeschwindigkeit. Die vom Geber gelieferten Impulse gelangen auf eine Torschaltung. Die Öffnungsdauer des Tores ist konstant und wird durch Zeitbasisimpulse gesteuert, die durch einen Referenzfrequenzgenerator gegeben werden. Es wird während einer Öffnungsperiode  $\Delta t_{ref}$  eine Impulsgruppe des Gebers hindurch gelassen. Die Anzahl der Geberimpulse werden zu  $Z$  aufsummiert. Die Drehzahl ergibt sich aus dem Zusammenhang

$$n = \frac{1}{N_Z} \cdot \frac{Z}{\Delta t_{ref}}. \quad (2.6)$$

Dabei ist  $N_Z$  die Strichzahl bzw. die Zähnezahls des Gebers und beschreibt das Auflösungsvermögen. Der relative Fehler der Drehzahl ergibt sich wie folgt:

$$\frac{\Delta n}{n} = \frac{1}{n \cdot N_Z \cdot \Delta t_{ref}} \quad (2.7)$$

Der relative Fehler nimmt mit steigender Drehzahl ab, da die Anzahl der Impulse pro konstante Zeiteinheit zunimmt. Somit eignet sich dieses Verfahren für Messungen im hohen Drehzahlbereich. Die erreichbare Frequenzauflösung  $\Delta f$ , darunter versteht man die Frequenzänderung bei Abweichung des Zählerstands um 1 Bit, hängt von der Torzeit (=Messzeit) ab. Sie berechnet

sich zu:

$$|\Delta f| = \frac{1}{\Delta t_{ref}} \quad (2.8)$$

Geht man von einer festen Torzeit aus, dann stellt der Betrag der Frequenzauflösung einen konstanten Wert dar.

### Impulsdauermessung (Periodendauermessung)

Bei diesem Verfahren wird der zeitliche Abstand zwischen zwei einzelnen Impulsen gemessen. Die Vorgehensweise ähnelt dem Impulszählverfahren. Die Toröffnungszeit wird hier jedoch nicht von der Referenzfrequenz bestimmt, sondern durch die Geberfrequenz. Es werden während des Abstands zweier aufeinander folgenden Geberimpulse (Toröffnungszeit) die Anzahl der in dieser Zeit durchgelassenen Referenzfrequenzimpulse gezählt. Die Referenzfrequenz ist sehr viel größer als die Geberfrequenz. Der Bezug zur Drehzahl lautet bei konstanter und bekannter Referenzfrequenz  $f_{ref}$  wie folgt:

$$n = \frac{f_{ref}}{N_Z \cdot Z_{ref}} \quad (2.9)$$

Der relative Fehler berechnet sich durch

$$\frac{\Delta n}{n} = \frac{n \cdot N_Z}{f_{ref}}. \quad (2.10)$$

Im Gegensatz zum Impulszählverfahren nimmt der relative Fehler mit sinkender Drehzahl ab. Die Toröffnungszeit vergrößert sich mit abfallender Drehzahl und es werden mehr Impulse des Referenzfrequenzgenerators gezählt. Das Impulsabstandsverfahren eignet sich somit für Messungen im unteren Drehzahlbereich [70].

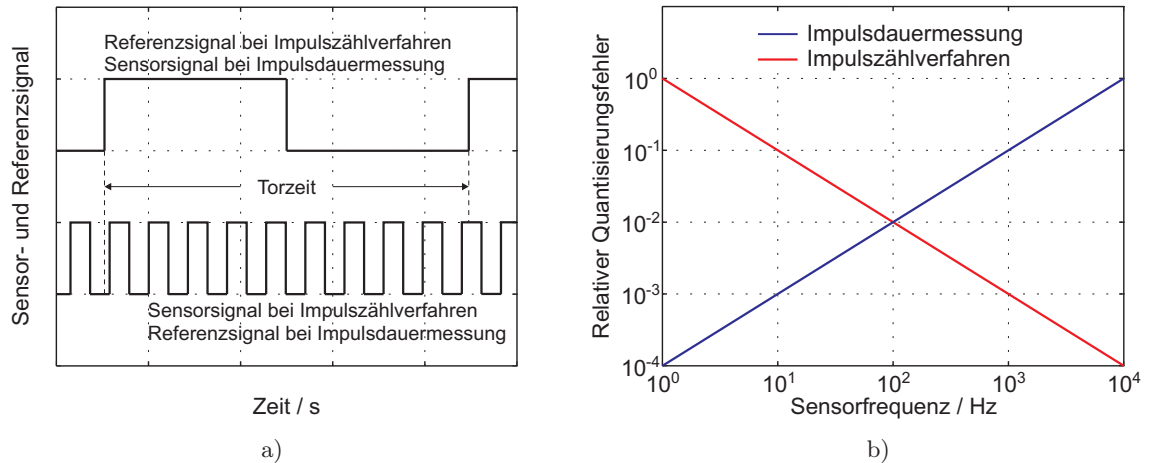
Die Frequenzauflösung ist bei der Periodendauermessung nicht konstant, da hier die Frequenz umgekehrt proportional zum Zählerstand ist. Es gilt:

$$|\Delta f| = \frac{f_{ref}}{Z_{ref} \cdot (Z_{ref} + 1)} \quad (2.11)$$

Für eine Referenzfrequenz von 1 MHz ergibt sich bei Messung eines 10 Hz-Signals eine Frequenzauflösung von  $10^{-4}$  Hz. Misst man eine Frequenz von 1 kHz, so verschlechtert sich die Auflösung auf 1 Hz.

Die Referenz- und Sensorsignale für das Impulszählverfahren und die Impulsdauermessung sind in Bild 2.9 a dargestellt. Bild 2.9 b zeigt die relativen Quantisierungsfehler, aufgetragen über der Sensorfrequenz, zum Vergleich für beide Verfahren.

Für die Untersuchungen an Fahrzeuggetrieben liefern die genannten Sensoren mit Impulsauswertung Signale mit zu geringer Auflösung. Drehungleichförmigkeiten mit geringer Amplitude bzw. Stoßvorgänge können an Getriebezahnrädern aufgrund der geringen Zähnezahls nicht si-



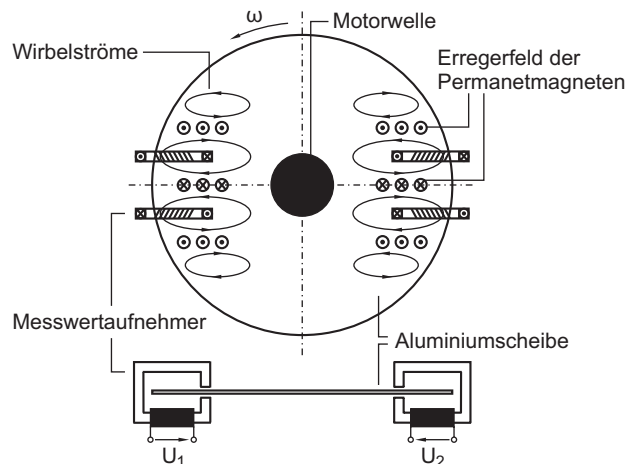
**Bild 2.9:** a) Impulszählverfahren und Impulsdauermessung; b) relative Quantisierungsfehler beider Verfahren

cher erfasst werden. Zur Messung von kleinen Schwingungen oder Stößen muss direkt von den analogen Hall-Signalen eine Feinauswertung durchgeführt werden, wie sie teilweise in Inkrementalgeberauswertungen angewendet wird, um zusätzliche Werte zwischen den Impulsen zu erhalten. Hallsensoren mit Feinauswertung sind kommerziell bislang nicht verfügbar.

## 2.4 Winkelbeschleunigungsmessung nach dem Ferraris-Prinzip

Zur Prüfstandssteuerung und für Messungen an Prüflingen werden Winkelbeschleunigungssensoren nach dem Ferraris-Prinzip eingesetzt, weshalb an dieser Stelle das Funktionsprinzip erläutert wird.

Bild 2.10 zeigt den Aufbau des Ferrarissensors mit der Wirbelstromscheibe aus Aluminium, den Erregermagneten und den Aufnehmerspulen in den Sensorköpfen.



**Bild 2.10:** Aufbau eines Ferraris-Beschleunigungssensors [19], [39]

Ferraris-Beschleunigungssensoren basieren auf dem Ferraris-Prinzip. Eine elektrisch leitende Wirbelstromscheibe ist fest mit der rotierenden Welle verbunden und von einem zur Scheibe senkrecht stehenden, konstanten Erregermagnetfeld durchsetzt. Bei einer Rotationsbewegung der Scheibe bilden sich darin Wirbelströme aus, die wiederum ein Magnetfeld erzeugen, welches in den Aufnehmerspulen eine Spannung induziert. Diese Spannung ist proportional zur Winkelbeschleunigung. Dem Ferraris-Prinzip liegt kein schwingungsfähiges System zugrunde, vielmehr wird der Frequenzbereich durch die elektrischen Eigenschaften des Läufers und durch die Torsionseigenfrequenz der Ankopplung bestimmt. Die Sensoren erfassen Frequenzen bis 1,5 kHz und sind heute weitgehend temperaturunempfindlich.

In [103] wird der Aufbau und die Funktionsweise des Ferrarissensors beschrieben. Die Eigenschaften und Vorteile des Ferrarissensors für Anwendungen in der Regelungs- und Antriebstechnik sowie die Anwendung für Untersuchungen an Fahrzeuggetrieben werden in [46, 112] erläutert.



### **3 Verspannungsprüfstand zur Nachbildung eines Fahrzeugantriebsstrangs**

Im folgenden Kapitel wird der ausgewählte Lösungsansatz zur Erzeugung von verbrennungsmotorischen Drehungleichförmigkeiten und zur Nachbildung des Fahrzeugendabtriebs vorgestellt. Erläutert werden die Realisierung dieser Lösung in einem HIL-Prüfstand und der mechanische Aufbau des Prüfstands in seinen Einzelheiten. Neben der Erläuterung des Prüfstandsaufbaus werden Sicherheitsaspekte, die beim Betrieb der Anlage von Bedeutung sind, untersucht sowie die getroffenen Schutzmaßnahmen erläutert.

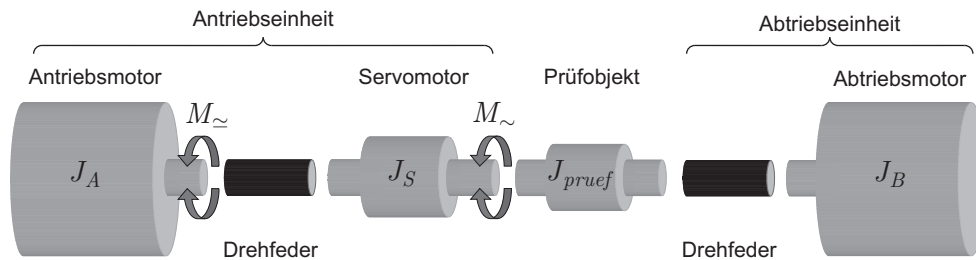
#### **3.1 Lösungsansatz für den HIL-Prüfstand**

Zur Erzeugung von verbrennungsmotorischen Drehungleichförmigkeiten wird entsprechend dem in [34] vorgestellten Prinzip eine Antriebseinheit mit zwei gekoppelten elektrischen Maschinen verwendet. Eine drehelastische Verbindung der Maschinen erlaubt es, die Eigenschaften von Zwangslauf- und Resonanzantrieben gemeinsam zu nutzen. Beim ausgewählten Funktionsprinzip werden der Grunddrehzahl Drehungleichförmigkeiten überlagert sowie Resonanzerscheinungen zur Erhöhung der Schwingungsamplitude ausgenutzt.

Als Teil der Antriebseinheit erzeugt ein leistungsstarker Antriebsmotor mit großer Rotorträgheit ein hohes, aber niederfrequentes Antriebsmoment. Ein hochdynamischer Servomotor mit kleinerem Trägheitsmoment erzeugt höherfrequente, aber niedrigere Antriebsmomente. Der Servomotor hat eine kleinere Nennleistung als der Antriebsmotor, jedoch aufgrund seiner geringen Rotorträgheit eine höhere Dynamik (Bild 2.5 b). Beide Motoren sind über eine drehelastische Welle (im Folgenden Torsionswelle oder Drehfeder genannt) miteinander verbunden und erzeugen, aufgrund des zusätzlichen Freiheitsgrads, in Summe das auf den Prüfling wirkende ungleichförmige Antriebsdrehmoment. Genutzt wird die Eigenfrequenz des Feder-Masse-Systems, um die bei höheren Frequenzen abfallenden Amplituden anzuheben. Als leistungsstarker Antriebsmotor kommt ein handelsüblicher Drehstrom-Asynchronmotor und als hochdynamischer Servomotor eine Sonderanfertigung zum Einsatz. Die Torsionswelle überträgt das mittlere Antriebsmoment bzw. das niederfrequente Wechseldrehmoment des Antriebsmotors auf die entsprechend dem wirkenden Drehmoment verstärkte Motorwelle des Servomotors und entkoppelt die Motoren schwingungstechnisch voneinander.

Bild 3.1 zeigt schematisch das Prinzip zur Schwingungserzeugung mit zwei gekoppelten Elektromotoren als Antriebseinheit zusammen mit dem Prüfling und der Abtriebseinheit. Die Läufer des Antriebs- und des Servomotors sind zusammen mit den Drehmomenten dargestellt. Der Prüfling wird durch eine rotierende Masse, an der das Gegenmoment (Lastmoment) wirkt, repräsentiert. Über eine Kupplung hoher Steifigkeit ist der Prüfling mit dem Servomotor verbunden.

Die Abtriebsseite bildet den Endantrieb eines Fahrzeugs nach. Dafür ist die Ausgangswelle des Prüflings ebenfalls über eine Torsionswelle mit dem Abtriebsmotor verbunden. Der Abtriebsmotor ist eine Drehstrom-Asynchronmaschine. Die Torsionswelle ersetzt die Nachgiebigkeiten des realen Endantriebs und isoliert den Abtriebsmotor von den höherfrequenten Drehschwingungen der Antriebseinheit und des Prüflings. Durch den gewählten Aufbau der Abtriebseinheit wird nach Bild 2.8 c die Nachbildung eines Fahrzeugendantriebs mit dem höchsten Simulationsgrad erreicht.

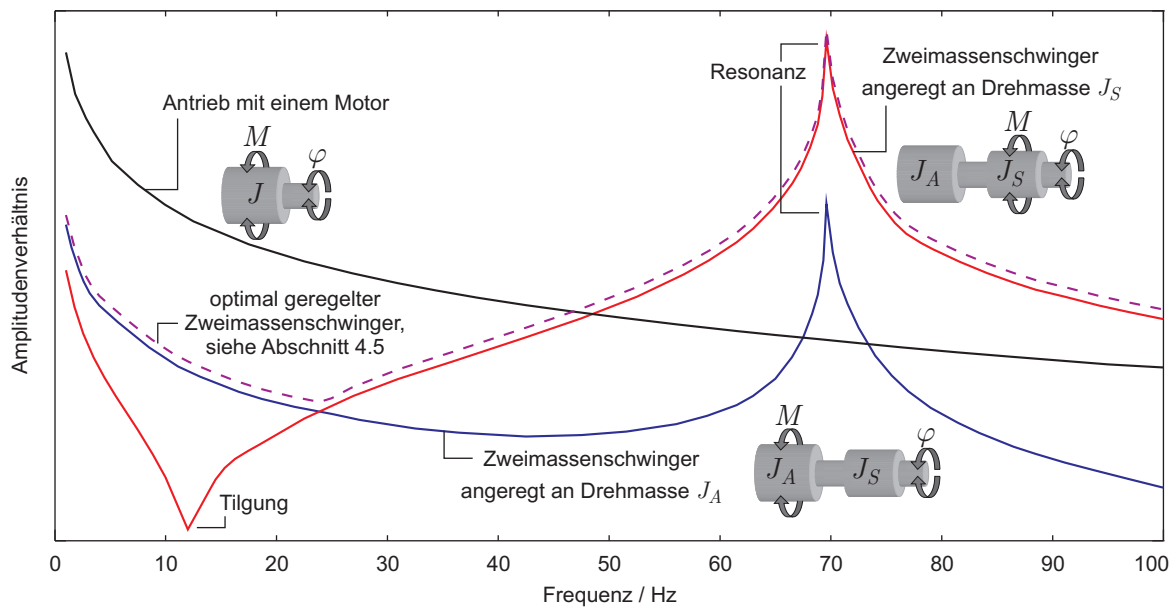


**Bild 3.1:** Schematische Darstellung des Prüfstands zur Nachbildung eines Fahrzeugantriebsstrangs mit drei Elektromotoren

Beim stationären Betrieb und konstantem Lastmoment stellt sich ein Gleichgewichtszustand zwischen Antrieb und Abtrieb ein. Dabei werden die Torsionswellen verdreht und die Motorwelle des Servomotors wird belastet. Wird ein Wechseldrehmoment durch den hochdynamischen Servomotor eingeleitet, werden die trägen Massen des starr gekoppelten Prüflings abwechselnd beschleunigt und verzögert. Dies bewirkt einen wechselnden Relativverdrehwinkel und somit die Drehungleichförmigkeit. Durch die Entkopplung über die beiden Torsionswellen entstehen nur geringe Rückwirkungen auf den Antriebs- und den Abtriebsmotor. Für die Nachbildung der verbrennungsmotorischen Drehungleichförmigkeiten spielen die dynamischen Eigenschaften des Antriebsmotors nur eine untergeordnete Rolle. Daher kann an dieser Stelle ein leistungsstarker Motor mit relativ großem Trägheitsmoment zur Erzeugung hoher mittlerer Antriebsmomente verwendet werden.

Wie in Abschnitt 2.2.1 beschrieben, wirken sich die im Vergleich zum Verbrennungsmotor hohen Trägheitsmomente von Elektromotoren als nachteilig bei der Schwingungserzeugung aus. Die Dynamik des Prüfstands lässt sich jedoch durch gezieltes Ausnutzen von Resonanzerscheinungen des schwingungsfähigen Systems verbessern. Dadurch lässt sich der Nachteil der größeren Massenträgheiten von Elektromotoren kompensieren. Die Ausnutzung der Resonanz sowie die vollständige Funktionsweise des Antriebskonzepts ist anschaulich im Amplitudenfrequenzgang

für den Drehwinkel  $\varphi$  in Bild 3.2 dargestellt. Beim Antrieb mit nur einem Motor stellt sich ein kontinuierlich abfallender Amplitudenverlauf ein (schwarze Kennlinie). Werden zwei Motoren elastisch gekoppelt, ergibt sich annähernd ein Zweimassenschwinger. Die typischen Amplitudenfrequenzgänge eines Zweimassenschwingers sind in Bild 3.2 als blaue und rote Kennlinie dargestellt. Rot entspricht dem Amplitudenverlauf des Drehwinkels der Antriebseinheit bei sinusförmiger Momentanregung des Servomotors und blau bei sinusförmiger Anregung des Antriebsmotors. Im Vergleich zum Einzelantrieb können somit im oberen Frequenzbereich durch Ausnutzung der Resonanz höhere Drehschwingungsamplituden erzielt werden. Damit steht ein zusätzlicher Effekt zur Verbesserung der Antriebsdynamik zur Verfügung. Beim Zweimassenschwinger wird im oberen Frequenzbereich ausschließlich der Servomotor in Verbindung mit der Resonanz zur Schwingungsanregung benutzt; das Drehmoment des Antriebsmotors steht vollständig als mittleres Drehmoment zur Verspannung des Prüflings zur Verfügung.



**Bild 3.2:** Amplitudenfrequenzgang  $|G(j\omega)| = \left| \frac{\varphi(j\omega)}{M(j\omega)} \right|$  eines einmotorigen Antriebs (schwarz) im Vergleich zu den Frequenzgängen zweier elastisch gekoppelter Motoren (blau, rot) zur Drehschwingungserzeugung

Durch eine geeignete Auslegung der Prüfstandssteuerung- und regelung kann der Antriebsmotor im unteren Frequenzbereich unterstützend zur Drehschwingungserzeugung mit verwendet werden. Im niederen Frequenzbereich schwingen Antriebsmotor und Servomotor gleichphasig. Bis zu einer Frequenz von 20 Hz führt die Ansteuerung des Servomotors aufgrund der Tilgerwirkung des Antriebsmotors nur zu Drehschwingungen mit geringer Amplitude. Mit steigender Frequenz fällt die Schwingungsamplitude am Antriebsmotor stark ab, so dass die unterstützende Wirkung nachlässt. Die Steuerung muss im hochfrequenten Bereich die wechselnde Ansteuerung des Antriebsmotors zurücknehmen, da die Motoren sonst entweder gegeneinander schwingen oder es im Resonanzpunkt zu überproportionalen Auslenkungen des Servomotors kommt.

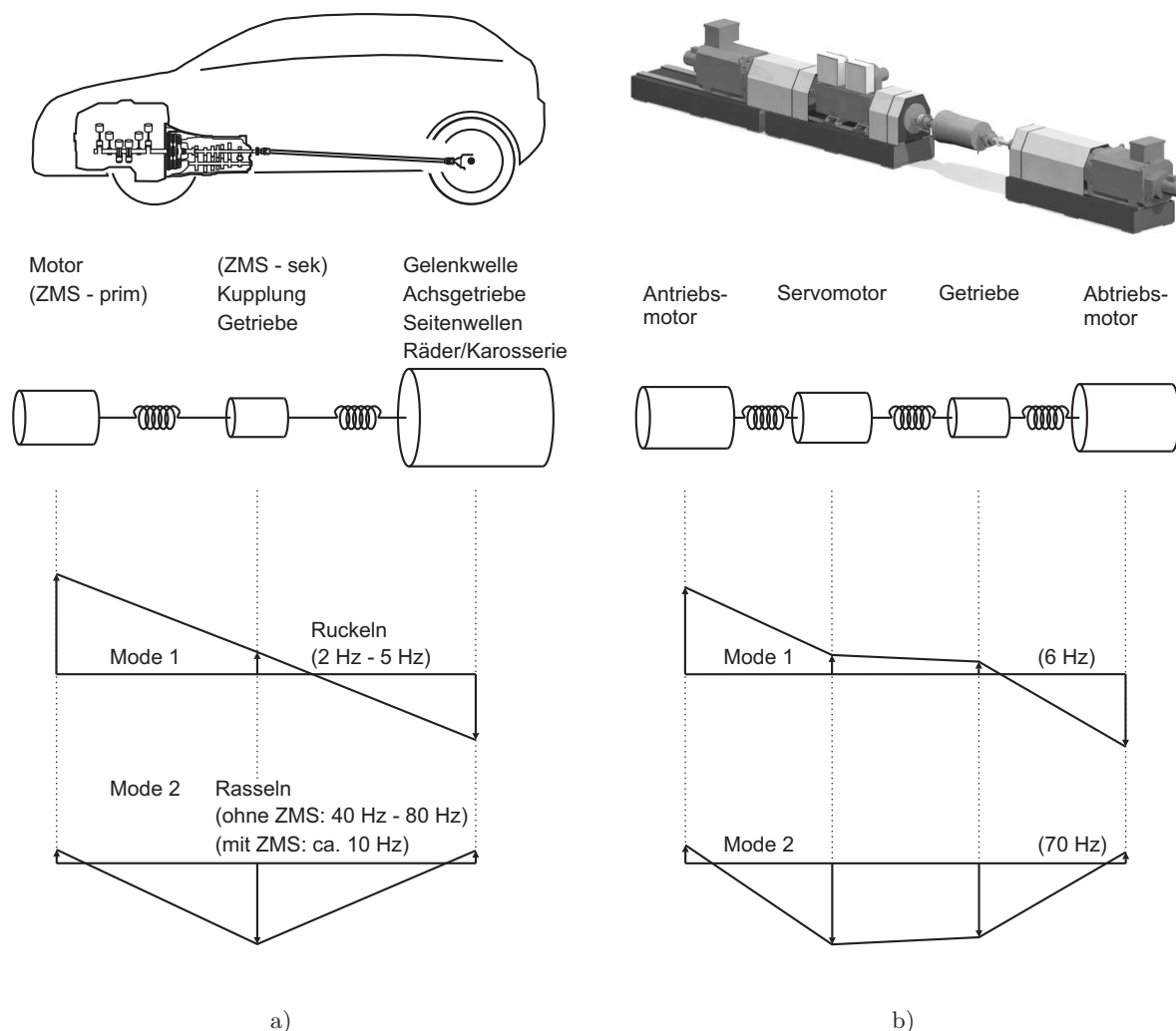
### 3.2 Nachbildung eines Fahrzeugantriebsstrangs (Heckantrieb)

Im Rahmen dieser Arbeit werden als Prüflinge ausschließlich Schaltgetriebe für Fahrzeuge mit Heckantrieb untersucht, so dass der Prüfstand dementsprechend ausgelegt wird. Während die Antriebseinheit den Verbrennungsmotor mit nachgeschaltetem Zweimassenschwungrad und die Kupplung nachbildet, muss der Prüfstandsabtrieb die Gelenkwelle, das Differential, die Seitenwellen, die Räder und die reduzierte Fahrzeugmasse in Steifigkeit und Trägheitsmoment nachbilden [48]. In Bild 3.3 a ist ein Fahrzeugantriebsstrang für ein heckangetriebenes Fahrzeug dargestellt. Für Getriebeuntersuchungen kann der Antriebsstrang näherungsweise durch einen Dreimassenschwinger modelliert werden. Die Trägheit des Verbrennungsmotors wird mit der Trägheit des Primärteils des Zweimassenschwungrads zusammengefasst; die Steifigkeit zwischen Motor und Getriebe wird hauptsächlich durch die Federelemente des ZMS bestimmt. Gelenkwelle, Differential, Seitenwellen, Räder und die reduzierte Fahrzeugmasse konzentrieren sich im Modell in einer Drehmasse. Die Steifigkeit zwischen Getriebe und dieser Ersatzmasse errechnet sich aus der Reihenschaltung der Komponentensteifigkeiten. Im unteren Frequenzbereich stellen sich bei entsprechenden Anregungsfrequenzen zwei entscheidende Moden ein (Bild 3.3 a, Starrkörperdrehung nicht betrachtet).

In den niedrigen Gängen liegt die erste Eigenfrequenz in einem Frequenzbereich von 3 Hz – 6 Hz und wird durch schnelle Lastwechsel angeregt. Der Motor regt das System mit der 0,5ten Ordnung an und schwingt gegen das Fahrzeug. Durch Ruckeln des Fahrzeugs kommt es dabei zu Komfortbeeinträchtigungen.

Bei der Anregung im Frequenzbereich der zweiten Mode stellt sich das Rasseln im Getriebe ein. Ein 4-Zylinder Motor regt das Getriebe vorwiegend mit der zweiten, vierten und sechsten Ordnung an, so dass Zahnräder und Synchronringe, die nicht im Kraftfluss liegen, mit vergleichsweise großen Amplituden gegeneinander schwingen [32].

Zur Minimierung der Antriebsstrangschwingungen und somit zur Komfortsteigerung sowie zur Entlastung der Antriebskomponenten werden unterschiedliche Maßnahmen getroffen. Dabei steht die schwingungstechnische Entkopplung des Verbrennungsmotors vom Antriebsstrang im Vordergrund. Eingesetzt werden u. a. Torsionsdämpfer in der Mitnehmerscheibe der Trockenkupplung [73], hydraulische Torsionsdämpfer [94], Tilger zur Schwächung von Resonanzerscheinungen [55], drehzahladaptive Tilger [56,111], permanent schlupfende Reibkupplungen und Zweimassenschwungräder. Aufgrund der großen Verbreitung vor allem bei Fahrzeugen im hohen Leistungsbereich und zunehmendem Einsatz bei mittlerer Motorisierung aufgrund sinkender Herstellungskosten spielt das ZMS eine wichtige Rolle bei der Drehschwingungsreduzierung [89]. Gegenüber einer konventionellen Schwungmasse besteht ein Zweimassenschwungrad aus einer Primär- und einer Sekundärschwungmasse, die über eine Kombination aus Gleitlagern und



**Bild 3.3:** Erste und zweite Schwingform: a) Fahrzeugantriebsstrang; b) Prüfstand

Schraubenfedern miteinander verbunden sind. Die Federeinheiten sind „weich“ abgestimmt; die Resonanzfrequenz des ZMS liegt damit in einem Drehzahlbereich unterhalb der Leerlaufdrehzahl. Das ZMS wird nach schnellem Durchfahren der Resonanz beim Motorstart oberhalb der Resonanz (überkritisch) betrieben und wirkt zwischen Motor und den anschließenden Antriebskomponenten als Tiefpassfilter. Es erfolgt eine Schwingungsisolierung des Antriebsstrangs vom Verbrennungsmotor [12, 104]. Durch Kombination des ZMS mit einem Fliehkraftpendel (primär- oder sekundärseitig) kann die Schwingungsreduktion noch gesteigert werden. Bei Verwendung eines ZMS im Antriebsstrang verschiebt sich die Frequenz der zweiten Mode aus Bild 3.3 a in einen Bereich von 10 Hz – 12 Hz.

Die Eigenformen des Prüfstands sind in Schwingform und -frequenz den Fahrzeugmoden ähnlich (Bild 3.3 b). Aufgrund der nahezu starren Kopplung zwischen Servomotor und Getriebe führen diese Komponenten im Frequenzbereich der ersten und zweiten Schwingform näherungsweise eine Starrkörperbewegung aus.

In der Prüfstandsanordnung nach [34] befindet sich zwischen Prüfling und Abtriebsmotor eine Torsionswelle mit einer Steifigkeit von ca. 13.500 Nm/rad. Die erste Eigenform tritt bei der Kombination der Torsionswelle mit dem Abtriebsmotor bei einer Frequenz von 12 Hz auf und ist im Vergleich zu der ersten Eigenform eines Fahrzeugantriebsstrangs zu hoch.

Um mit der Abtriebseinheit des Prüfstands den Fahrzeugantriebsstrang möglichst gut nachzubilden, wird die Steifigkeit zwischen dem Ausgang des Prüflings und dem Abtriebsmotor verringert. Durch den Einsatz einer Gummikupplung in Verbindung mit der vorhandenen Torsionswelle (Bild 4.29) wird die Steifigkeit auf ca. 4.500 Nm/rad verringert; die erste Eigenform stellt sich somit bei einer Frequenz von 6 Hz ein. Die resultierende Steifigkeit der Abtriebseinheit ergibt sich aus der Reihenschaltung der Torsionswelle und der Gummikupplung.

$$c_{Abtr} = \left( \frac{1}{c_D} + \frac{1}{c_{GK}} \right)^{-1} \quad (3.1)$$

Bei einem Fahrzeuggetriebe als Prüfling sind zur Drehschwingungsanregung nur geringe Wechseldrehmomente von der Antriebseinheit notwendig. Das Fahrzeuggetriebe hat im Vergleich zu anderen Antriebskomponenten ein kleines Trägheitsmoment. Außerdem besteht abtriebsseitig eine weiche Ankopplung durch Komponenten mit niederen Federsteifigkeiten (Torsionswelle, Gummikupplung). Dadurch werden die Drehschwingungen des Getriebes wenig behindert.

Soll jedoch ein kompletter Fahrzeugantriebsstrang mit Einmassen- oder Zweimassenschwungrad und einer Fahrzeugkupplung untersucht werden, muss die Antriebseinheit höhere Wechseldrehmomente zur Drehschwingungserzeugung aufbringen. Dabei ist das Schwungrad verdrehsteif mit der Antriebseinheit verbunden und hat zusammen mit der Kupplungsdruckplatte der Anfahrkupplung ein hohes Trägheitsmoment.

Das Zweimassenschwungrad und die Fahrzeugkupplung werden daher bei Getriebeuntersuchungen nicht verwendet. Die Getriebeeingangswelle wird direkt mit der Antriebseinheit verbunden.

### 3.3 Realisierung des Prüfstands

Der im Abschnitt 3.1 beschriebene Lösungsansatz wird im Rahmen dieser Arbeit in einen Verspannungsprüfstand umgesetzt, der im Folgenden beschrieben wird. Die zuvor beschriebene Antriebseinheit stellt zusammen mit der Abtriebseinheit einen Verspannungsprüfstand dar.

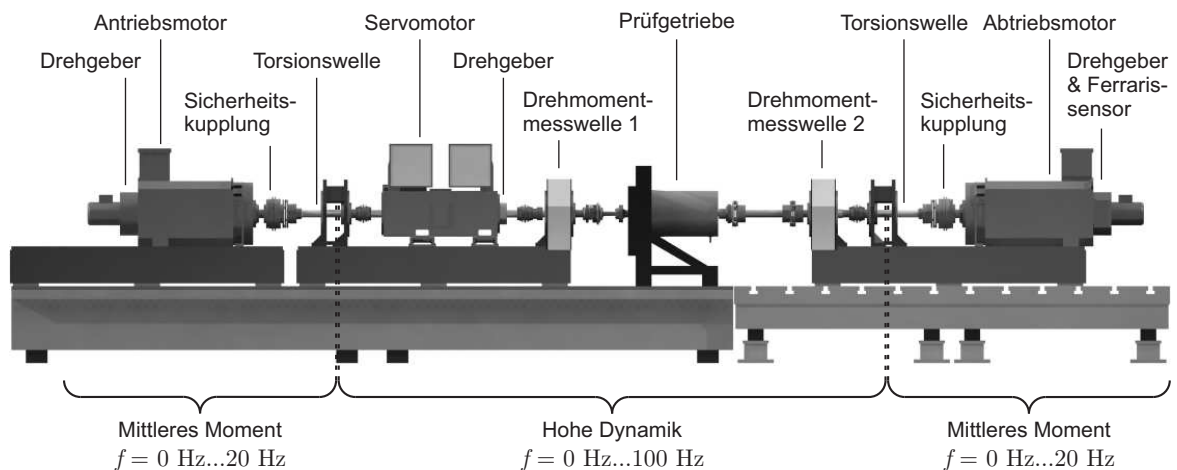
Die Basis für den Prüfstand bildet der vorhandene Prüfstand der Forschungskooperation Antriebstechnik und Mechatronik [34]. Teile der vorhandenen Anlage, wie die Energieversorgung, der Antriebs- und Abtriebsmotor sowie die Torsionswellen und die Drehmomentmessstellen werden zum Aufbau des neuen Prüfstands weiter verwendet. Die bisher starr gekoppelten zwei

Servomotoren werden durch einen Servomotor ersetzt, die Prüfstandssteuerung und -regelung vollständig neu gestaltet sowie neue Messaufnehmer in den Prüfstand und die Steuerung integriert.

Der Verspannungsprüfstand wird vollständig elektrisch betrieben. Elektromotoren benötigen nur einen geringen Installations- sowie Wartungsaufwand und weisen einen hohen Wirkungsgrad auf. Außerdem ermöglicht die Anlage, die aufgenommene Energie des Abtriebsmotors generatorisch in den Gleichspannungskreis zurückzuführen, aus dem die Wechselrichter der Antriebsmotoren versorgt werden. Dadurch wird eine Verspannung auf elektrischem Weg erzielt. Die Verlustleistung muss aus dem Netz eingespeist werden.

### 3.3.1 Mechanischer Aufbau

Der realisierte Verspannungsprüfstand ist in den Bildern 3.4 und 3.5 dargestellt. Die gesamte Anlage befindet sich auf einem schweren Maschinenfundament. Durch einzelne Podeste werden die Komponenten des Prüfstands so angehoben, dass sich eine Achshöhe im Bereich des Prüflings von 500 mm ergibt. Das im Abschnitt 3.1 beschriebene Antriebssystem besteht aus den zwei Elektromotoren. Der Drehstrom-Asynchronmotor großer Leistung ist über eine Torsionswelle mit dem hochdynamischen Drehstrom-Synchronmotor verbunden. Beide zusammen bilden die Antriebseinheit, die mit dem Prüfling starr verbunden ist. Das Fahrzeuggetriebe stellt den Prüfling dar.

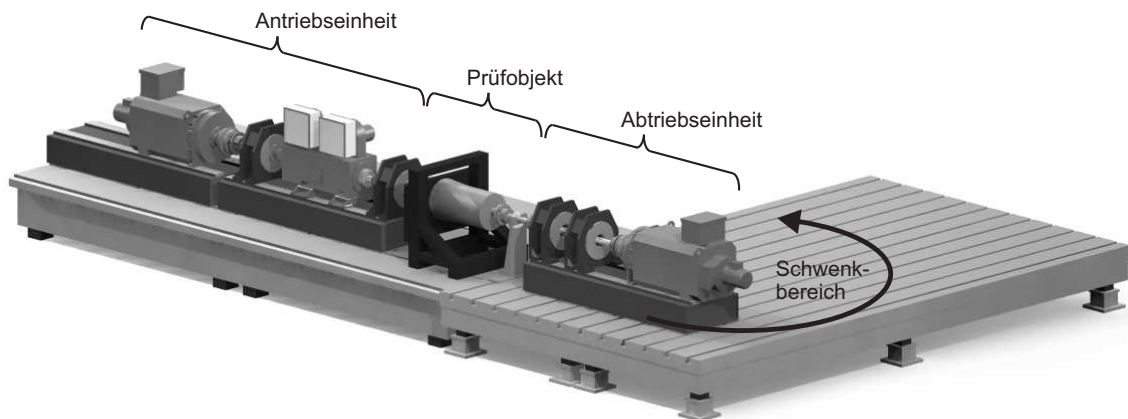


**Bild 3.4:** Aufbau des Prüfstands und Abgrenzung des Dynamikbereichs innerhalb der beiden Torsionswellen

Alle Komponenten an der Prüflingausgangsseite stellen die Abtriebsseite des Prüfstands dar und bilden den Antriebsstrang eines Fahrzeugs nach. Hierbei ist der Prüflingausgang wiederum über eine Torsionswelle mit dem Abtriebsmotor, ebenfalls eine Drehstrom-Asynchronmaschine, verbunden. Die Torsionswelle stellt die Nachgiebigkeiten der im realen Antriebsstrang angrenzenden Komponenten dar und koppelt die entstehenden Drehschwingungen des hochdynamischen Mo-



tors und des Prüflings vom Abtriebsmotor ab. Die Ausgangswellen der Antriebs- und Abtriebsseite sind in separaten Lagerböcken geführt und stützen die Lagerreaktionen des Prüflings ab. Somit können auch Prüflinge ohne eigene Lagerung getestet werden. Auf den flächigen Maschinenfundamenten können auch Prüflinge mit seitlichen Wellenausgängen getestet werden (Bild 3.5). Dafür kann die sich auf einem Zwischenfundament befindliche Abtriebseinheit um  $90^\circ$  geschwenkt werden.



**Bild 3.5:** Prüfstand auf den Maschinenfundamenten in L-Anordnung mit einer Schwenkmöglichkeit der Abtriebseinheit für Untersuchungen an Prüflingen mit seitlichem Abtrieb

Im Antriebsstrang mit einer Gesamtlänge von ca. 7 m sind Sicherheitseinrichtungen integriert, welche bei Überlastung, z.B. beim Blockieren des Prüflings, die Komponenten des Antriebsstrangs trennen. So befinden sich zwischen Antriebsmotor und Torsionswelle, sowie zwischen Abtriebsmotor und Torsionswelle Sicherheitskupplungen, welche bei entsprechender Überlast ausrasten und die Rotoren mit ihren großen Trägheiten sicher vom restlichen Antriebsstrang trennen. Zwischen Servomotor und Prüfling befindet sich ein Kunststoffelement, welches das Antriebsmoment überträgt und als Sollbruchstelle dient.

Der Prüfstand ist mit unterschiedlichen Messaufnehmern für die Steuerung und Regelung des Prüfstands sowie für Messungen am Prüfling ausgestattet. Die Signale der Inkrementalgeber an den Elektromotoren werden über die Wechselrichter an die überlagerte Prüfstandssteuerung weitergeleitet und für die Regelung des Antriebssystems verwendet. In der Darstellung des Prüfstands in Bild 3.4 sind die Drehmomentmessstellen eingezeichnet, welche die am Prüflingsein- und -ausgang wirkenden Drehmomente erfassen. Die Signale der Messstellen werden für die Prüfstandssteuerung/-regelung verwendet und stehen auch als Messsignale bei Prüfstandsversuchen zur Verfügung.

Bezüglich der Dynamik kann der gesamte Prüfstand in zwei Bereiche unterteilt werden. Alle Komponenten innerhalb der beiden Torsionswellen bilden den hochdynamischen Bereich und müssen daher möglichst geringe Trägheitsmomente aufweisen. Also werden sämtliche Kupplungen als Metallbalgkupplungen ausgeführt. Sicherheitskupplungen und kommerzielle Drehmo-



mentmesswellen werden nicht verwendet. Die entsprechenden Wellenenden sind stattdessen mit Dehnmessstreifen zur Erfassung der Drehmomente versehen. Die Bereiche außerhalb der Torsionswellen unterliegen überwiegend niederfrequenten Drehzahländerungen und können daher höhere Trägheitsmomente besitzen.

### **Antriebs- und Abtriebsmotor**

Die Antriebs- und Abtriebsmotoren sind Serienmotoren in Asynchroneausführung mit einer Achshöhe von 225 mm und großen Trägheitsmomenten. Da die Motoren zur Erzeugung des mittleren Antriebsmoments und für die niederfrequente Schwingungserzeugung zuständig sind, kann die hohe Rotorträgheit toleriert werden. Die Motoren in Käfigläufer-Bauweise sind verschleißarm, wartungsfrei, robust und drehzahlfest. Durch den Betrieb von Asynchronmaschinen über Um- oder Wechselrichter mit feldorientierter Stromregelung lässt sich das Drehmoment nahezu unabhängig von der Drehzahl stellen. Das Nennmoment des Antriebsmotors entspricht dem maximalen mittleren Antriebsmoment des Prüfstands von 610 Nm.

Da Prüfscenarien denkbar sind, bei denen der Abtriebsmotor das Summendrehsmoment von Antriebsmotor und Servomotor abstützen muss, ist der Abtriebsmotor mit einem größeren Nennmoment ausgelegt. Die Kenndaten von Antriebs- und Abtriebsmotor des Prüfstands sind in der Tabelle 3.1 aufgelistet.

Beide Motoren weisen eine kleinere Nenndrehzahl als die Prüfstandsmaximaldrehzahl auf. Somit wird die Nennleistung und der Aufwand für die Leistungselektronik in Grenzen gehalten. Um die Prüfstandsmaximaldrehzahl von  $4.500 \text{ min}^{-1}$  zu ermöglichen, werden die Motoren im Feldschwäcbereich betrieben.

Die Motoren mit der Schutzart IP 55 werden durch die an der jeweiligen N-Seite befestigten Gebläse oberflächengekühlt und sind für den Einsatz in robuster Umgebung geeignet.

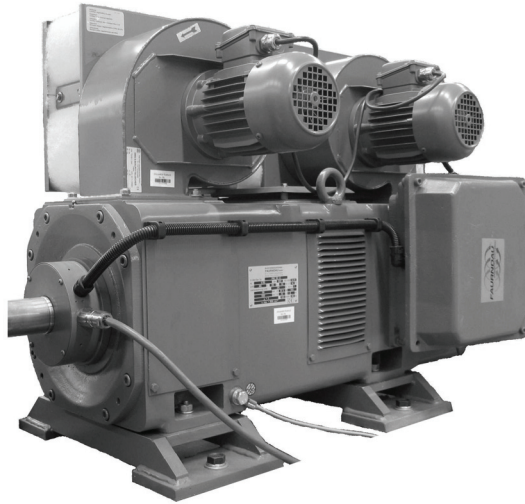
### **Servomotor**

Beim Servomotor ist zur Erzeugung der Drehschwingungen aufgrund der hohen Dynamik ein hohes Drehmoment bei einem kleinen Trägheitsmoment gefordert. Nach [62] weisen permanent-erregte Synchronmotoren bei gleicher Leistung ein kleineres Trägheitsmoment auf als vergleichbare Asynchronmotoren, so dass bevorzugt auf diese Ausführungsform von Drehstrommotoren für hochdynamische Anwendungen zurückgegriffen wird.

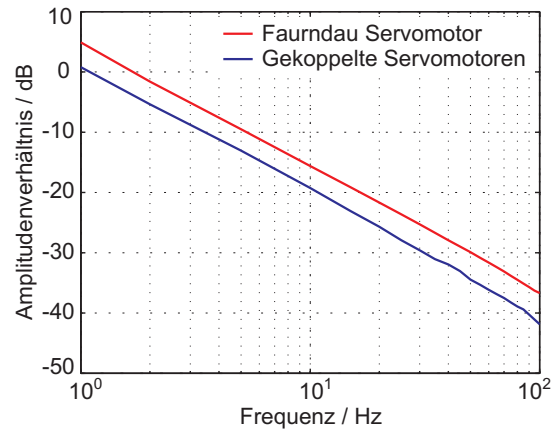
Die Realisierung der hochdynamischen Komponente eines Antriebs zur Erzeugung von Drehungleichförmigkeiten erfolgt in [34] durch zwei starr gekoppelte Synchronmotoren. Diese speziell für die hochdynamische Anwendung gefertigten Motoren weisen jedoch Probleme bzgl. Sättigung und übermäßiger Erwärmung auf, was den Einsatz von Drosselspulen fordert. Diese Drosselspulen wirken sich wiederum negativ auf die Dynamik des Prüfstands aus. Zusätzlich erweist sich

die Verbindung der beiden Motoren über eine trägheitsarme Metallbalgkupplung als nicht optimal. Als Schwachstelle stellen sich vor allem die Welle-Nabe-Verbindungen wegen ihrer niedrigen Steifigkeiten und wegen des Durchrutschens bei großem bzw. wechselndem Drehmoment heraus.

Nach dem heutigen Stand der Technik kann ein einzelner Servomotor ein vergleichbares Antriebsmoment bei gleichem Trägheitsmoment erzeugen wie die bisherigen gekoppelten Servomotoren. Ersetzt werden die beiden Motoren deshalb durch einen Servomotor PMS 160 L von der Antriebssysteme Faurndau GmbH.



a)



b)

**Bild 3.6:** a) Hochdynamischer Servomotor (Faurndau) mit Kühlgebläse; b) Amplitudenfrequenzgänge  $|G(j\omega)| = \left| \frac{n(j\omega)}{M'(j\omega)} \right|$  des Servomotors und der in [34] verwendeten gekoppelten Servomotoren

Bild 3.6 a zeigt den Servomotor zur Erzeugung der Drehschwingungen. Der Motor mit einem Nennmoment von 254 Nm ist durchgangsbeflügelt und hat ein geringes Trägheitsmoment von 0,043 kgm<sup>2</sup>. Auf einen externen Flüssigkeitskühlkreislauf, wie er für die beiden Servomotoren konzipiert wurde, kann verzichtet werden.

Vom Ersatz der gekoppelten Servomotoren durch einen einzelnen Motor wird eine höhere Dynamik der Gesamtanlage erwartet. Zum Nachweis der Verbesserung werden die Frequenzgänge der gekoppelten Motoren und des neuen Motors experimentell bestimmt [72, 105]. Die Motoren werden von den restlichen Prüfstandskomponenten getrennt, über die Wechselrichter stromgeregelt gefahren und mit einem sinusförmigen Drehmoment beaufschlagt. Die Amplitude des sinusförmigen Solldrehmoments wird konstant gehalten, während die Frequenz im Betriebsfrequenzbereich des Prüfstands von 1 Hz – 100 Hz variiert. Zur Auswertung werden die Drehzahlen an den gekoppelten Motoren bzw. am neuen Motor erfasst und die erreichte Drehzahlamplitude ermittelt. Die Stromreglerdynamik der jeweiligen Wechselrichter wird auf „hoch“ eingestellt. Die Amplitudenverläufe über der Frequenz für die beiden Maschinen sind in Bild 3.6 b dargestellt. Abgebildet ist der Amplitudenfrequenzgang  $|G(j\omega)| = \left| \frac{n(j\omega)}{M'(j\omega)} \right|$  in dB. Die Anhebung der

erreichbaren Dynamik um ca. 3,5 dB macht die Verbesserung deutlich. Mit dem neuen Motor können Winkelbeschleunigungsamplituden von bis zu  $5.200 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$  erreicht werden. Die Anordnung der gekoppelten Servomotoren erzielt eine maximale Winkelbeschleunigung von  $3.500 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$ . Die Motorkenndaten des Servomotors sind in Tabelle 3.1 aufgelistet.

**Tabelle 3.1:** *Kenndaten der Prüfstandsmotoren*

| Kennwert                            | Antrieb | Abtrieb | Servo     |
|-------------------------------------|---------|---------|-----------|
| Typ                                 | 1PA6226 | 1PA6228 | PMS 160 L |
| Nennleistung / kW                   | 185     | 215     | 120       |
| Nenndrehmoment / Nm                 | 610     | 710     | 254       |
| Nennstrom / A                       | 350     | 405     | 275       |
| Nennspannung / V                    | 390     | 395     | 350       |
| Nenndrehzahl / $\text{min}^{-1}$    | 2.900   | 2.900   | 4.500     |
| Maximaldrehzahl / $\text{min}^{-1}$ | 4.500   | 4.500   | 6.000     |
| Trägheitsmoment / $\text{kgm}^2$    | 1,930   | 2,326   | 0,043     |

### Torsionswellen, Kupplungen und Drehmomentmessstellen

Prinzipbedingt sind im Prüfstand für die Erzeugung von Drehungleichförmigkeiten zwei Torsionswellen notwendig. Diese zwei Federelemente entkoppeln die Schwingbewegungen der hochdynamischen Prüfstandskomponenten von den Komponenten mit hohen Trägheitsmomenten und ermöglichen die Überlagerung von Wechseldrehmomenten auf ein konstantes Antriebsmoment. Idealerweise zeichnen sich diese Drehfedern durch eine geringe innere Reibung, ein geringes Trägheitsmoment und eine kleine Federsteifigkeit aus. Da Resonanzeffekte ausgenutzt werden sollen, muss die Federsteifigkeit der Antriebstersionswelle an die Eigenschaften der übrigen Komponenten im Prüfstand angepasst sein. Als günstig erweist sich eine Federsteifigkeit der Antriebstersionswelle im Bereich von  $8.000 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}} - 13.000 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$  [34].

Handelsübliche drehelastische Kupplungen mit metallischen Federelementen entlang des Umfangs (Schlangenfederkupplungen, Schraubenfederkupplungen) können aufgrund zu hoher Trägheitsmomente nicht verwendet werden.

Für die Torsionswellen wird ein Glasfaserverbundwerkstoff (GFK) verwendet. Die Torsionswellen sind als Wickelkörper aus Epoxydharz mit Glasfaser in Form einer Hohlwelle mit großem Innendurchmesser hergestellt. Eine Ausführung aus Stahl bzw. Titan ist aus fertigungstechnischen Gründen nicht ohne Weiteres möglich. Außerdem verfügt eine Torsionswelle aus kreuzgewickeltem GFK über einen kleineren Schubmodul im Vergleich zu Stahl oder Titan und erlaubt somit bei vergleichbarer Federkonstante und Baulänge die Ausführung als Hohlwelle. Die Torsionswellen sind an den Enden angedickt und mit Stahlnaben verklebt. Einseitig eingespannte Stahlwellen

bilden die Seelen der beiden Torsionswellen und verhindern damit das Knicken. Sie dienen der Führung und übertragen kein Drehmoment.

Für die Verbindung der Antriebskomponenten wie Motoren und Torsionswellen sind Wellenkupplungen notwendig. Damit das Übertragungsverhalten der Gesamtanlage linear ist, ist Losen an den Verbindungsstellen unbedingt zu vermeiden, weshalb konventionelle formschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen ausscheiden. Sämtliche Wellenkupplungen weisen kraftschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen auf, wobei diese Verbindungen als Konusklemmbuchsen ausgeführt sind. Im hochdynamischen Bereich des Prüfstands, also innerhalb der beiden Torsionswellen, sind trägheitsarme Metallbalgkupplungen eingesetzt. Die Metallbalgkupplungen gleichen Winkel-, Axial- und Lateralversatz der zu verbindenden Wellen aus.

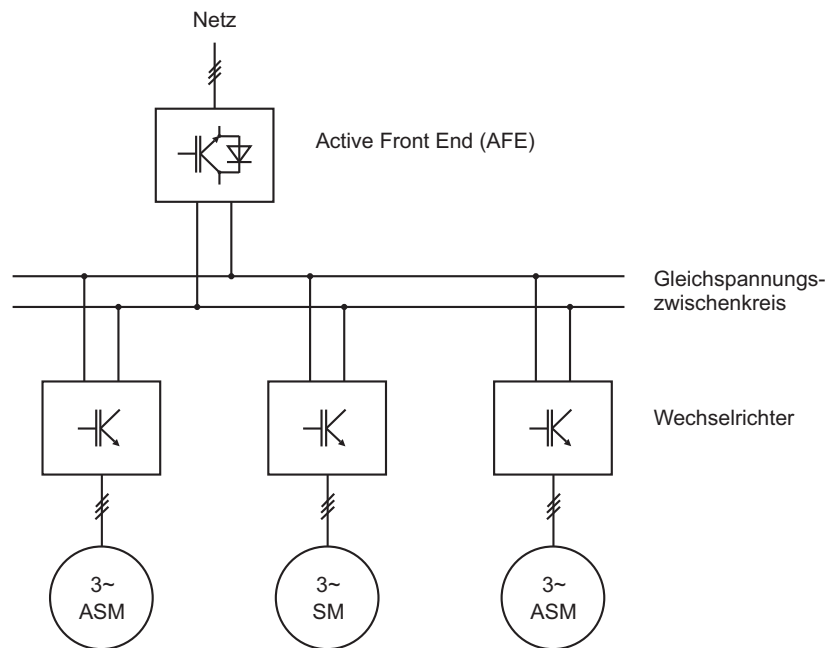
Zusätzlich sind zur Abkopplung der trägen Massen des Antriebs- und Abtriebsmotors bei einem Notfall zwei Sicherheitskupplungen in die Anlage integriert. Diese jeweils an einer Torsionswelle angebrachten spielfreien Kupplungen bestehen aus zwei formschlüssig planverzahnten Schalterringen. Ein Tellerfederpaket drückt die beiden Schaltringe aneinander, die bei Überlast in die negative Stellung springen wodurch die Schaltringe berührungslos freilaufen und der Drehmomentenfluss unterbrochen wird. Die Wiedereinrastung erfolgt nicht selbständig, sie muss manuell nach Stillsetzung des Prüfstands vorgenommen werden. Die Sicherheitskupplungen bieten drei einstellbare Drehmomente (850 Nm, 1.100 Nm und 1.350 Nm), bei welchen sich die Schaltringe öffnen. Um die Leistungsfähigkeit der Anlage nicht zu überschreiten, sind die Ausrastmomente beider Sicherheitskupplungen auf 850 Nm eingestellt.

Die Regelung des Prüfstands erfordert prinzipbedingt die Erfassung der Drehmomente an unterschiedlichen Stellen des Antriebsstrangs. Um das Antriebs- und Abtriebssystem regelungstechnisch entkoppeln zu können, sind die Drehmomentmessstellen am Ein- und Ausgang des Prüflings angeordnet. Diese Messstellen stellen regelungstechnische Systemgrenzen dar, deren Signale zusätzlich zur Auswertung von späteren Versuchen an Prüflingen verwendet werden können. Wie bereits erwähnt, werden anstelle von Drehmomentmesswellen Dehnungsmessstreifen direkt auf die Wellenenden geklebt.

Die erfassten Drehmomentsignale werden auf der Welle verstärkt, von einem mitrotierenden Mikrocontroller digitalisiert und über eine kapazitive Verbindung berührungslos an die stationäre Empfangseinheit gesendet. Die Signale werden als serielle Bitfolge übertragen und bedürfen keiner weiteren Datenkonvertierung. Somit wird die Totzeit der Datenübertragung gering gehalten. Die Empfangseinheit sendet die digitalen 14-Bit breiten Drehmomentsignale jeweils in zwei Datenworten über Lichtwellenleiter an die Prüfstandssteuerung, wo sie weiterverarbeitet werden. Die Energieversorgung der Mikrocontrollereinheit erfolgt induktiv.

## Energiemanagement

Der Einsatz der drei Drehstrommotoren am Prüfstand erfordert eine variable Stellung der Drehzahlen und Drehmomente der einzelnen Motoren und somit eine geeignete Leistungselektronik. Um eine hohe Flexibilität des Prüfstands bzgl. der Prüfscenarien zu gewährleisten, muss die Leistungselektronik entsprechende Kriterien erfüllen. In unterschiedlichen Prüfscenarien soll es möglich sein, drehmomentwandelnde und -übertragende Komponenten, Arbeitsmaschinen und Motoren zu testen. Um diese Vielseitigkeit zu gewährleisten, müssen die Motoren der Antriebseinheit und der Motor der Abtriebseinheit sowohl motorisch als auch generatorisch, d. h. im Vierquadrantenbetrieb, arbeiten können.



**Bild 3.7:** Elektrische Energieversorgung des Prüfstands mit einem Gleichspannungszwischenkreis

Um diesen Anforderungen zu genügen, werden die drei Drehstrommotoren über Wechselrichter mit IGBT-Modulen und feldorientierter Stromregelung (Pulsfrequenz = 10 kHz) gespeist. Die drei Wechselrichter wiederum sind an einen gemeinsamen Gleichspannungszwischenkreis angeschlossen, welcher über eine Ein-/Rückspeiseeinheit aus dem elektrischen Drehstromnetz versorgt wird. Bei der selbstgeführten, gepulsten Ein-/Rückspeiseeinheit (Simovort Masterdrives) handelt es sich um ein Active Front End (AFE). Der Hochsetzsteller zeichnet sich durch geringe Netzzrückwirkungen, einen in gewissen Grenzen stellbaren Leistungsfaktor und einer hohen Dynamik aus. Die Antriebe des Prüfstands sind extremen Drehmomentänderungen ausgesetzt oder müssen häufige Wechsel zwischen Treiben und Bremsen bewältigen. Bei konventionellen Wechselrichtern kann die Dynamik der Antriebe durch lange Verzugszeiten beeinträchtigt werden. Beim AFE bleibt die Zwischenkreisspannung durch aktives schnelles Schalten der IGBTs immer konstant. Bei einem Lastwechsel von  $-100\%$  auf  $+100\%$  Drehmoment (oder umgekehrt) entstehen beim AFE nur sehr kleine Verzugszeiten. Die Verzugszeiten an der Antriebswelle wer-

den ausschließlich von den Wechselrichtern bestimmt, die am Zwischenkreis angeschlossen sind. In Bild 3.7 ist die Energieversorgung des Prüfstands über leistungselektronische Stellglieder schematisch dargestellt.

Werden drehmomentwandelnde bzw. -übertragende Komponenten getestet, arbeitet der Abtriebsmotor generatorisch und speist die elektrische Energie über den gemeinsamen Zwischenkreis auf die Antriebseinheit zurück. Dem elektrischen Netz wird dabei lediglich die Energie zur Deckung der Verluste entnommen.

Die Rückspeiseleistung des AFEs beträgt 250 kW und liegt somit weit unter der Summenleistung aller Motoren. Tritt ein Notfall am Prüfstand ein, wobei im schlimmsten Fall alle drei Motoren gleichzeitig gebremst werden müssen, unterstützen Bremswiderstände den schnellen Energieentzug und damit die Stillsetzung des Prüfstands. Beim Betätigen des Notaus werden die Bremsvorgänge von den Wechselrichtern eingeleitet; nach einer zeitlichen Verzögerung wird die Gesamtanlage vom Netz getrennt.

### 3.3.2 Kühlung und Temperaturüberwachung

Die entstehende Verlustenergie in den Wechselrichtern und Elektromotoren in Form von Wärme erfordert entsprechende Kühlkonzepte für die einzelnen Komponenten. Die Abführung der Wärmeenergie erfolgt durch Gebläse auf den einzelnen Motoren bzw. in den Wechselrichtern. Die Dimension der Prüfstandshalle erlaubt die Abfuhr der Wärme direkt in die Umgebung. Auf einen Flüssigkeitskühlkreis für den hochdynamischen Servomotor, wie in [34] entwickelt und beschrieben, kann verzichtet werden. Die Kühlung des Servomotors erfolgt durch zwei Radialgebläse.

Da bei Prüfstandsversuchen neben den Bewegungsgrößen auch die Akustik von Prüflingen untersucht werden soll, müssen Umgebungs- und Prüfstandsgeräusche minimiert bzw. gering gehalten werden. Da die Lüfter in den Wechselrichtern und auf den Motoren die signifikantesten Lärmquellen darstellen, müssen sie während der Messungen abgeschaltet werden. Die thermischen Zeitkonstanten von Motoren und Wechselrichtern erlauben eine Abschaltung in gewissen zeitlichen Grenzen. Zusätzliche Temperatursensoren in den Motoren und den Leistungsteilen der Wechselrichter werden von den Wechselrichtern überwacht und die Komponenten durch frühzeitiges Abschalten vor thermischer Überlastung geschützt. Der Antriebs- und Abtriebsmotor sowie die Wechselrichter sind mit Temperatursensoren ausgestattet und werden nur bei Überschreiten eines Grenzwerts aktiv durch Fremdlüfter gekühlt. Der Servomotor ist mit PT100-Elementen in beiden Lagern und mit Kaltleitern in den Wicklungen ausgeführt. Servomotor und Ein-/Rückspeiseeinrichtung werden ständig und unabhängig von der Temperatur fremdbelüftet. Der Servomotor ist als durchgangsbilüfteter Motor ausgelegt und weist somit eine geringe Schutzart (IP23) auf. Die Gebläse des Servomotors sind deshalb mit Luftfiltern zu betreiben.

Um die Ausschaltzeit der Lüfter zu optimieren, d. h. nur während der Datenerfassung auszuschalten, ist ein Kühlmanagement in das Steuerungsprogramm (s. Abschnitt 4.2, S. 40) der Prüfstandssteuerung integriert. Das Kühlmanagement zielt auf das vollständige Abschalten aller geräuschbildenden Gebläse während akustischer Messungen bei Prüfversuchen ab. Fünf Sekunden vor Beginn einer Datenaufzeichnung wird vom Programm zur Messdatenerfassung ein Signal an die Prüfstandssteuerung übermittelt. Die Prüfstandssteuerung wiederum schaltet über Hilfsrelais, als Öffner ausgelegt, Schütze und somit die Lüftermotoren ab. Nach Beendigung der Messungen (maximal 20 Sekunden später) aktiviert ein Signal die Lüfter wieder. Erst nach einer Kühlungsphase von zwei Minuten wird eine weitere Messung freigegeben.

### 3.3.3 Vorkehrungen zur Sicherheit bei Betrieb des Prüfstands

Um einen sicheren Betrieb des Prüfstands und eine Personengefährdung auszuschließen, ist eine Sicherheitsanalyse der einzelnen Prüfstandskomponenten sowie der Gesamtanlage notwendig. Der folgende Abschnitt befasst sich mit der Untersuchung der Anlage auf potenzielle Gefahrenquellen und beschreibt realisierte Schutzmaßnahmen.

Der Prüfstand wird in seiner Gesamtheit als Maschine betrachtet und unterliegt somit geltenden Sicherheitsvorschriften entsprechend der Maschinenrichtlinie [14] und den Normen DIN EN ISO 12100-1 [9] und DIN EN ISO 12100-2 [10].

Industrielle Prüfstandsaufbauten befinden sich üblicherweise in separaten Räumen und sind während des Betriebs nicht zugänglich. In einer geschützten Steuerwarte erfolgt die Kontrolle und Überwachung der Anlage. Die vorhandenen Gegebenheiten des Prüfstands erlauben eine solche Abschottung nicht. Die Anlage ist somit auch während des Betriebs betretbar und bedarf aus diesem Grund besonderer Sicherheitsvorkehrungen. Der Betrieb und die Steuerung der Anlage erfolgt durch entsprechendes Personal in einer geschützten Warte unmittelbar in der Nähe des Prüfstands. Trotz der Fenster in der Steuerwarte ist es dem Bedienpersonal nicht möglich, den Prüfstandsbereich vollständig einzusehen und eventuelle Personen im Gefahrenbereich auszumachen bzw. zu warnen.

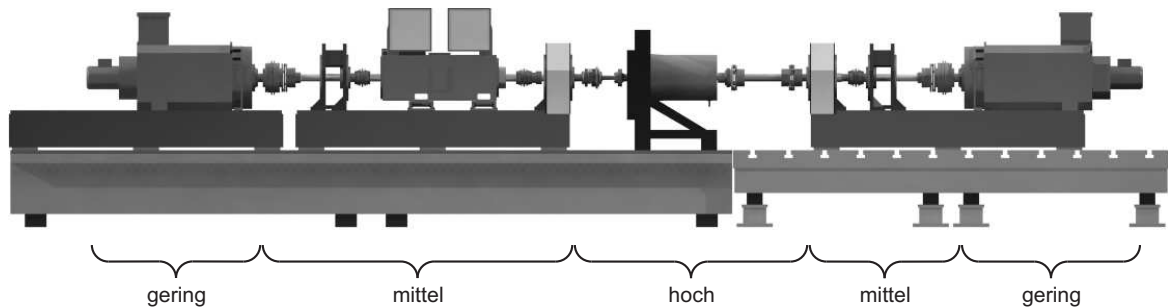
Eine generelle Information über den Zustand des Prüfstands wird über eine Zustandsampel angezeigt (Bild 4.1 a). Diese zeigt den in der Halle befindlichen Personen den Zustand und die Begehrbarkeit der Anlage an. Bei rotem Lichtsignal befindet sich der Prüfstand im Betrieb und darf nicht betreten oder berührt werden. Ein grünes Lichtsignal gibt den Bereich des Prüfstands frei.

Bei der Sicherheitsbetrachtung der Gesamtanlage wird lediglich die Maschinenkonstellation untersucht. Die leistungselektronischen Stellglieder sowie sämtliche Steuereinheiten befinden sich in Schaltschränken und sind nicht zugänglich. Der zu berücksichtigende Teil des Prüfstands ist



in Bereiche mit unterschiedlichen Gefahrenpotenzialen (gering, mittel, hoch) zu unterteilen (Bild 3.8).

Gefährdung:



**Bild 3.8:** Unterteilung des Prüfstands in Bereiche unterschiedlicher Gefährdung

Mit den Gefährdungen sind hauptsächlich die mechanischen und im Bereich des Prüflings mechanische und thermische Gefährdungen berücksichtigt. Eine elektrische Gefährdung kann durch die vorhandene Kapselung und Isolierung ausgeschlossen werden. Mechanische Gefährdungen gehen von zugänglichen, rotierenden Wellen und Kupplungen aus. Sie stellen Fangstellen dar bzw. können durch sich lösende Teile eine Gefährdung in weiterer Entfernung darstellen. Die Bereiche mittlerer Gefährdung wie Torsionswellen, Drehmomentmessstellen und Kupplungen müssen nur zu Wartungszwecken zugänglich sein und sind durch feststehende Schutzeinrichtungen entsprechend der Maschinenrichtlinie [14] abgedeckt.

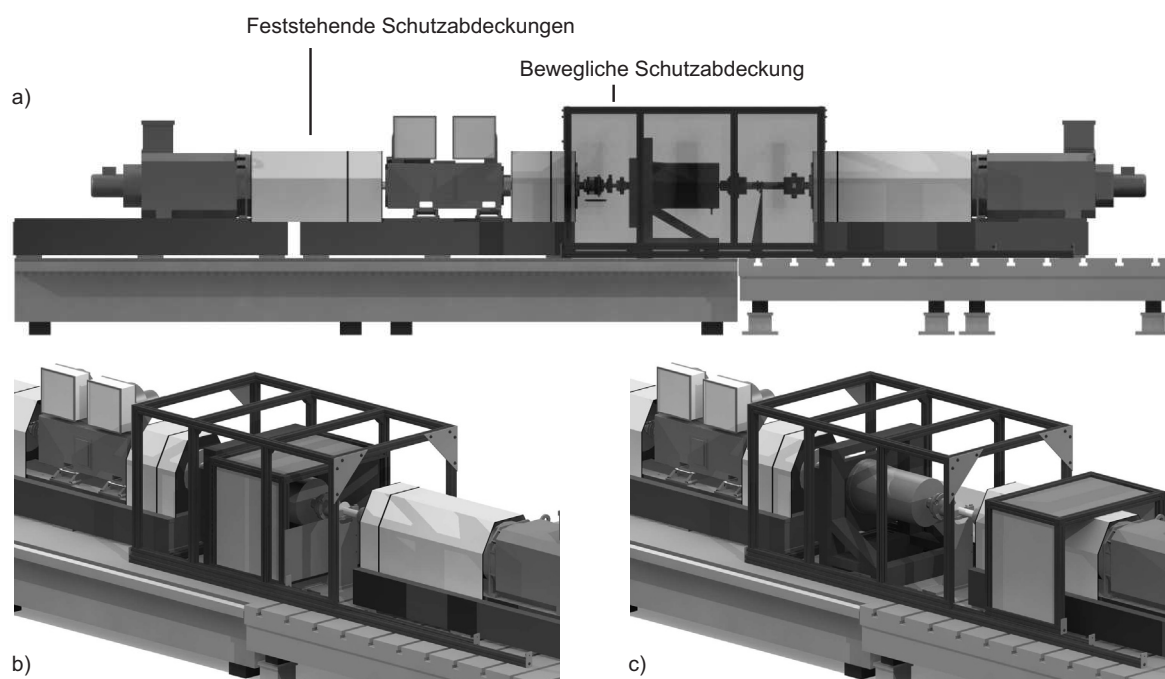
Die größte Gefahr besteht im Bereich des Prüflings. Bei Untersuchungen von Antriebskomponenten sind Prüf Szenarien unter Realbedingungen denkbar, so dass hier Oberflächentemperaturen von bis zu 90 °C möglich sind und freiliegende, rotierende Teile vorhanden sein können. Trotzdem muss der Bereich relativ einfach zugänglich sein, um Bedienungen am Prüfling (Gangwechsel eines Handschaltgetriebes) oder die Installation von Messeinrichtungen zu ermöglichen. Die Anforderungen an eine entsprechende Schutzeinrichtung können in folgenden Punkten zusammengefasst werden.

Die Schutzeinrichtung muss

- zum Schutz vor mechanischen Gefahren durchwurffhemmend sein und jegliche Berührung des Prüflings durch Personen oder Gegenstände verhindern
- zur Kontrolle und Überwachung bei Prüf Szenarien zumindest einseitig transparent sein
- so ausgelegt sein, dass das Schallfeld (Akustik) des Prüflings nicht beeinflusst wird und somit die Erfassung von Schallgrößen möglich ist
- für Aufwärmvorgänge thermisch isolierend wirken
- beweglich sein, um für Wartungs- und Umbauarbeiten in den Prüfbereich zu gelangen



Größtenteils können die Anforderungen durch eine Rahmenkonstruktion mit Thermoglas entsprechender Stärke bzw. durch dünneres Glas mit aufgeklebter Sicherheitsfolie zur Gewährleistung der Durchwurfhemmung erfüllt werden. Die Anforderungen, thermisch isolierend zu wirken und dabei die Akustik des Prüflings nicht zu verändern, schließen sich jedoch gegenseitig aus, so dass mit einer einzigen Vorrichtung die Anforderungen nicht erfüllt werden können. Schließlich werden zwei ineinander geschachtelte Rahmen verwendet. Der innere Rahmen ist mit thermisch isolierenden Wänden sowie mit zwei Heizstrahlern versehen und wird nur während der Aufwärmphase über den Prüfling geschoben. Die eigentliche Schutzvorrichtung überspannt den gesamten Prüfbereich inklusive Antriebs- und Abtriebswellen zum Prüfling und ist mit feinmaschigen Gittern versehen. Zur komfortablen Positionierung der beiden Rahmen gleiten diese auf Teflungleitern über Schienen. Entsprechend der Maschinenrichtlinie ist die Abdeckung als eine beweglich, trennende Schutzeinrichtung des Typs B einzustufen [14]. Dabei ist die bewegliche Schutzeinrichtung so konzipiert und in die Steuerung der Anlage integriert, dass die rotierenden Teile des Prüfstands nicht in Gang gesetzt werden können, solange ein Erreichen des Prüflings möglich ist. Ferner wird beim Öffnen der Sicherheitsvorrichtung der Prüfstand stillgesetzt.



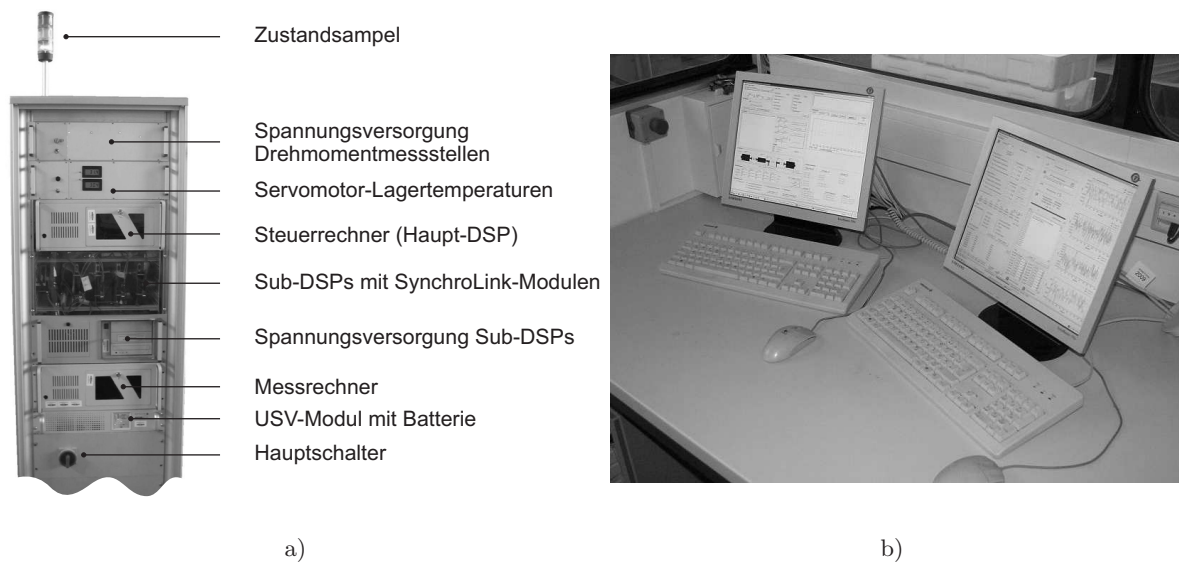
**Bild 3.9:** a) *Feststehende und bewegliche Schutzabdeckungen*; b) *Schutzabdeckung und Thermorahmen decken den Prüfbereich während der Aufwärmphase ab*; c) *Thermorahmen außerhalb des Prüfbereichs*

Bild 3.9 zeigt die beiden Rahmen in den Positionen bei unterschiedlichen Betriebszuständen. Die feinmaschigen Drahtgitter sind zur besseren Veranschaulichung nicht dargestellt. Bild 3.9 b zeigt die Anordnung beim Aufwärmvorgang eines Fahrzeuggetriebes als Prüfling. Der äußere Rahmen, die eigentliche Schutzvorrichtung, muss stets geschlossen sein. Zum schnellen Aufwärmen des Prüflings isoliert der innere Rahmen den Prüfbereich.

Die Konstellation der Rahmen bei einem Prüflauf ist in Bild 3.9 c dargestellt. In diesem Fall befindet sich der innere Rahmen außerhalb des Prüfbereichs, um eventuelle Akustikmessungen zu ermöglichen. Der Rahmen mit dem Schutzgitter verbleibt über dem Prüfbereich und bietet dem Messpersonal entsprechenden Schutz.

## 4 Steuerung und Regelung des Prüfstands

In Kapitel 4 erfolgt eine Beschreibung der realisierten Steuerung und Regelung des Prüfstands. Dabei wird besonders auf die Ansteuerung der Elektromotoren, die Messung und Verarbeitung der Zustandsgrößen sowie die Steuerung des Prüfstands als Gesamtsystem eingegangen. Für die Reglerauslegung werden Antriebs- und Abtriebseinheit zunächst separat und im weiteren Verlauf gekoppelt betrachtet.



**Bild 4.1:** a) Hardware der Prüfstandssteuerung im 19-Zoll Schrank; b) Bedienplatz der Prüfstandssteuerung in der Steuerwarte

Bild 4.1 a zeigt die zentrale Prüfstandssteuerung in einem 19-Zoll Schrank. Die Steuerung und Überwachung des gesamten Prüfstands erfolgt mit einer modularen DSP-Karte in einem Industrie-PC (IPC). Bei der DSP-Karte handelt es sich um die Baureihe M6x von Innovative Integration [50]. Die Einsteckkarte ist mit einem Fließkomma-DSP (TMS320C6701), im Folgenden zentraler DSP genannt, von Texas Instruments bestückt und kommuniziert über einen 32-Bit breiten Datenbus (C32-Bus) mit drei zusätzlichen, externen DSPs (TMS320C32 [85]). Die drei externen DSPs kommunizieren selbst wiederum zur Ansteuerung der drei Elektromotoren mit den Wechselrichtern und werden im Folgenden als Sub-DSPs bezeichnet.

Durch den Prozessortakt von 160 MHz und den vielseitigen Möglichkeiten der Datenkommunikation (32 Bit Digital I/O, PCI-Bus-Interface, serielle Schnittstellen) sowie Datenspeicherung (ASRAM, SDRAM) ist diese DSP-Karte für die Prüfstandssteuerung inklusive der Verarbeitung

des Regelalgorithmus geeignet. Auf die Prüfstandsregelung wird in Abschnitt 4.5 ausführlich eingegangen. Zwei zusätzliche Digital-Omnibus-Module, aufgesteckt auf die DSP-Karte, erweitern die Datenein- und ausgabe um zusätzliche Schnittstellen.

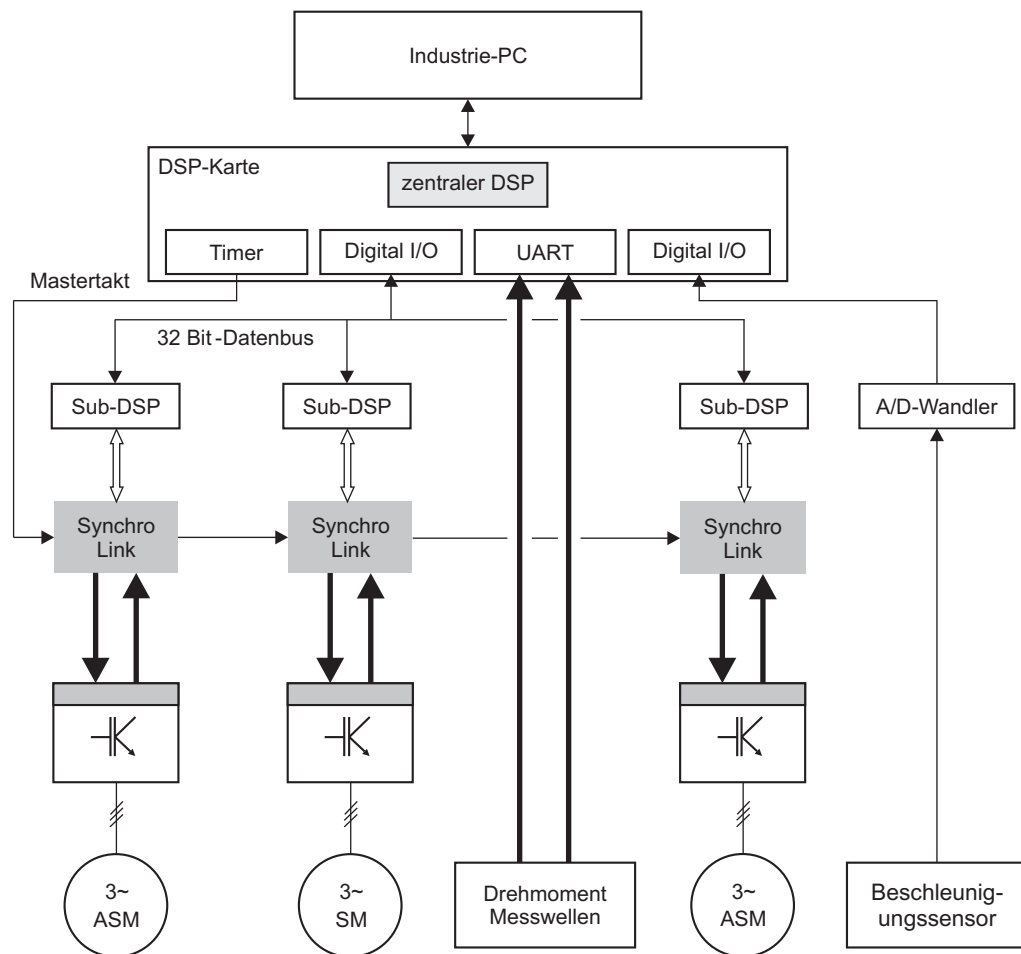
## 4.1 Steuerungsstruktur

Die Topologie der Steuerung ist sternförmig, mit dem zentralen DSP als Mittelpunkt. Die Sub-DSPs sind über Lichtwellenleiter mit den Wechselrichtern verbunden und ermöglichen eine schnelle serielle Datenkopplung mit SynchroLink [34,54]. Diese Datenkopplung dient der bidirektionalen Übergabe von Datensätzen in Echtzeit sowie der Übertragung eines Mastertaktsignals zur Synchronisation der Wechselrichter. Das Mastertaktsignal wird von einem Timer auf der DSP-Karte generiert und bildet die Zeitbasis für die Prüfstandssteuerung und -regelung (Reglertakt) sowie für die Datenverarbeitung der Wechselrichter. Die Echtzeitanforderung besteht bei der Prüfstandssteuerung darin, dass der Datenaustausch und die Verarbeitung innerhalb einer Abtastperiode der Stromregler in den Wechselrichtern erfolgen müssen. Durch die Synchronisation laufen alle Mess-, Steuer- und Regelvorgänge in den drei Wechselrichtern zeitgleich ab. Es erfolgt eine zeitsynchrone Erfassung aller Rotorlagen. Somit ist es möglich, die Differenzverdrehwinkel zwischen den einzelnen Motoren zu ermitteln und damit eine Regelung der gekoppelten Motoren vorzunehmen.

Der Prüfstand ist mit zwei Drehmomentmessstellen ausgestattet. Diese Messstellen erfassen die Drehmomente am Ein- und Ausgang des Prüflings. Über Lichtwellenleiter werden die Drehmomentsignale direkt an den zentralen DSP gesendet. Die asynchronen Datenströme der Drehmomentmessstellen werden über die seriellen Schnittstellen der Digital-Omnibus-Module auf der DSP-Karte eingelesen.

Die Abtastung der Drehmomentmesswerte erfolgt asynchron zum Mastertakt der Prüfstandsregelung. Die Datenerfassung, -konvertierung und -übertragung der Drehmomentsignale muss ausreichend schnell erfolgen, so dass zu jedem Mastertakt die aktuellen Drehmomentsignale der beiden Messstellen im DSP-Speicher vorliegen. Die Abtastrate der Drehmomenterfassung liegt oberhalb der Frequenz des Mastertaktsignals; somit liegen zu jedem Reglertakt die aktuellen Drehmomentmesswerte dem zentralen DSP vor. Ein LIFO-Speicher auf dem DSP ermöglicht die Synchronisation der beiden unterschiedlichen Takte und stellt sicher, dass lediglich der letzte Messwert für die Regelung verwendet wird.

In Bild 4.2 ist die Hierarchie der Prüfstandssteuerung schematisch dargestellt. Das auf dem zentralen DSP, Target genannt, ablaufende Programm steuert, regelt und überwacht den Prüfstand und steuert sämtliche Kommunikationen mit dem IPC, Host genannt, den Sub-DSPs und den Drehmomentmessstellen. Die Sub-DSPs dienen dem Datenaustausch mit den Wechselrichtern,

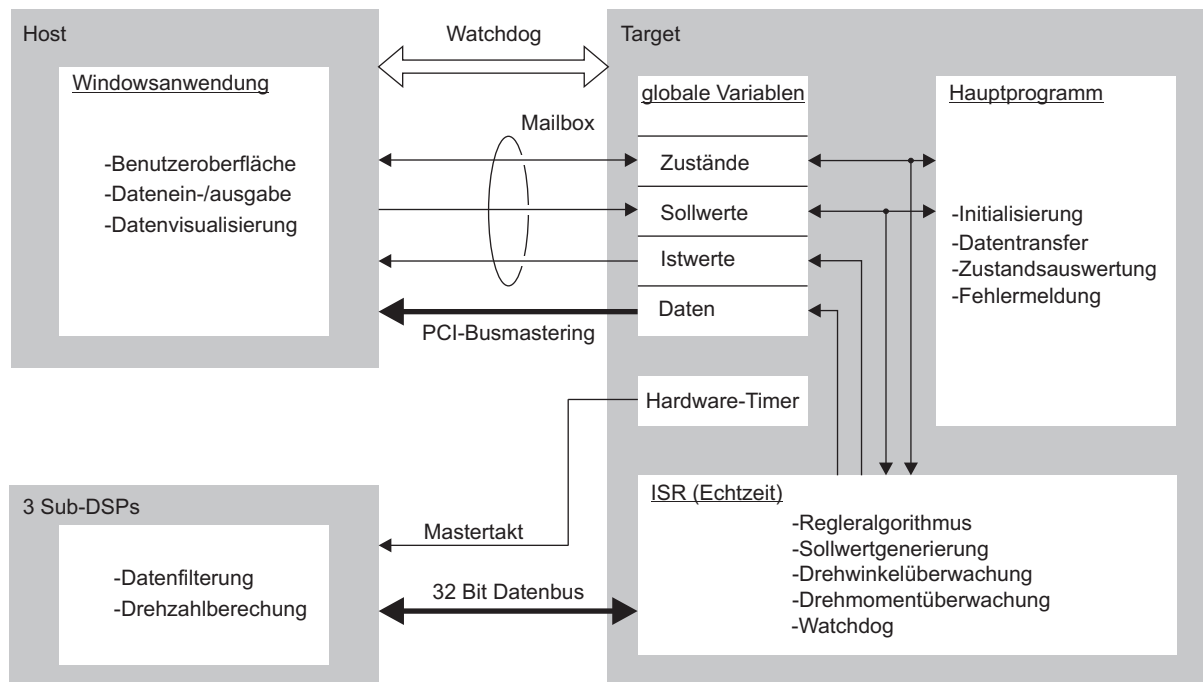


**Bild 4.2:** Sternförmige Struktur der Prüfstandssteuerung

der Filterung der Daten und der Berechnung der Winkelgeschwindigkeiten aus den Drehwinkelsignalen. Das Host-Programm auf dem IPC bildet über eine grafische Benutzeroberfläche die Schnittstelle zum Anwender und ist dem Targetprogramm auf dem zentralen DSP übergeordnet. Das Host-Programm dient der Datenein- und ausgabe, der sekundären Überwachung des Prüfstands sowie der Visualisierung und Auswertung von Messdaten (Zustandsgrößen des Prüfstands). Zeit- und prozesskritische Aufgaben, wie die Regelung des Prüfstands und Überwachung von Zustandsbeschränkungen (maximale Verdrehwinkel), werden ausschließlich vom Target-Programm auf dem zentralen DSP verarbeitet.

## 4.2 Steuerungsprogramm

Wie in Abschnitt 4.1 erläutert werden Teilfunktionen der Prüfstandssteuerung von unterschiedlichen Programmen auf unterschiedlichen Modulen ausgeführt. In Bild 4.3 sind diese Programme mit ihren Teilfunktionen und den Verknüpfungen untereinander aufgezeigt.



**Bild 4.3:** Verteilung der Prüfstandssteuerung auf Host, Target (zentraler DSP) und den drei Sub-DSPs

Das Host-Programm auf dem IPC ist eine Windowsanwendung und dient der Bedienung des Prüfstands. Mittels einer grafischen Oberfläche (Bild 4.4) ist es dem Anwender möglich, den Prüfstand zu steuern, Zustände zu beeinflussen und Daten auszuwerten.

Die Kernaufgaben werden vom Target-Programm erledigt. Dieses Programm besteht prinzipiell aus zwei Funktionsteilen: dem Hauptprogramm in Form einer Endlosschleife zur Initialisierung, zum Datentransfer, zur Auswertung und zur Weitergabe von Fehlermeldungen sowie einer Interrupt-Service-Routine (ISR). Die ISR wird von einem Hardware-Timer-Interrupt ausgelöst und erfüllt die Echtzeitanforderung der Prüfstandssteuerung und -regelung. Löst der Hardware-Timer den zugeordneten Interrupt aus, wird das Hauptprogramm unterbrochen und die ISR ausgeführt. Während der ISR werden alle steuerungs- und regelungsrelevanten Aufgaben abgearbeitet und nach dem vollständigen Durchlauf der ISR das Hauptprogramm weiter ausgeführt. Zusätzlich überwachen Funktionen der ISR den Prüfstandszustand. Beispielsweise werden der Differenzverdrehwinkel zwischen den einzelnen Motoren und die Drehmomente der beiden Messstellen überwacht. Überschreitet eine dieser überwachten Größen einen zuvor festgelegten Grenzwert, wird der Regler noch im selben Takt gesperrt, d. h. die Ansteuerung der Motoren zurückgesetzt, und der Prüfstand in einen sicheren Zustand gefahren. Werden folgende Grenzwerte überschritten, schaltet der Prüfstand ab.

|                                  |   |
|----------------------------------|---|
| $\Delta\varphi \geq \pm 2^\circ$ | Differenzwinkel zwischen Antriebs- und Servomotor |
| $M_1 = 600 \text{ Nm}$           | Drehmoment vor dem Prüfling                       |
| $M_2 = 700 \text{ Nm}$           | Drehmoment nach dem Prüfling                      |

Der Datenaustausch innerhalb des DSPs erfolgt über globale Variablen, welche sich je nach Bedeutung der Variablen in unterschiedlichen Speicherbereichen des DSPs befinden. Beispielsweise liegen Soll- und Istwerte für den Regleralgorithmus im schnellen Onchip-Datenspeicher des DSPs. Zeitlich unkritische Variablen befinden sich in größeren aber langsameren externen Offchip-Speichern.



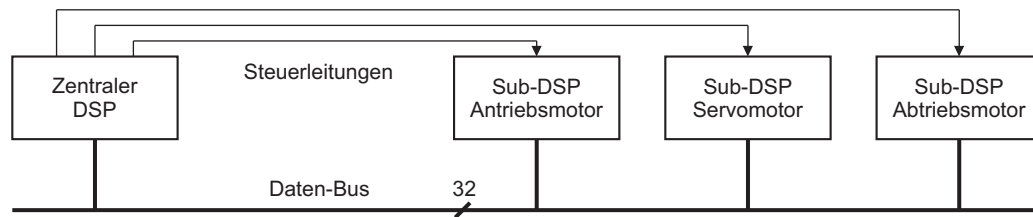
Bild 4.4: Grafische Bedienoberfläche der Prüfstandssteuerung

Der Datenaustausch zwischen Host- und Targetprogramm erfolgt über Mailboxen bidirektional sowie über PCI-Busmastering unidirektional vom Target zum Host. Kleine Datenpakete wie Soll- und Istwerte sowie Rückmeldungen vom zentralen DSP werden über Mailboxen und Interrupts zwischen Host und Target ausgetauscht. Für die Übertragung größerer Datenmengen reicht die Leistungsfähigkeit der Mailboxen jedoch nicht aus. Größere Datenmengen, wie z. B. Drehzahlverläufe, werden via Busmastering an den Host übertragen. Dabei übernimmt die DSP-Karte zeitweilig die Kontrolle über den Bus des Host-PCs und adressiert selbständig den Speicher auf dem Host zum Datentransfer.

Zur Entlastung des zentralen DSPs sind Teilaufgaben wie die Datenfilterung auf die drei Sub-DSPs ausgelagert. Die Kommunikation zwischen diesen Komponenten erfolgt über einen 32 Bit breiten Datenbus. Die Datenübertragung geschieht parallel im Takt des Mastersignals. Dabei



ruft der zentrale DSP einzeln bei den Sub-DSPs die aktuellen Istwerte ab bzw. sendet sequentiell an die Sub-DSPs die aktuellen Sollwerte für die Stromregler in den Wechselrichtern (Bild 4.5).



**Bild 4.5:** Kommunikation zwischen zentralem DSP und den drei Sub-DSPs

Da nicht auszuschließen ist, dass Teile der Prüfstandssteuerung ausfallen oder Programmteile nicht mehr entsprechend reagieren, ist es notwendig, Überwachungsfunktionen zu integrieren. Insbesondere werden sämtliche Datentransfers auf Fehler überprüft, sowie die Aktivitäten der einzelnen Programme überwacht. Tritt ein Systemfehler im IPC auf und ist das Host-Programm nicht mehr bedienbar, hätte der Anwender in diesem Fall keine Möglichkeit, Einfluss auf den Prüfstand zu nehmen. Solche Fälle werden durch ein Watchdog-Programm überwacht. Entsprechende Notfallprogramme werden im Fehlerfall aufgerufen und veranlassen das sofortige Stillsetzen des Prüfstands.

Das Watchdog-Programm überwacht mittels Interrupts die Aktivität der beiden Programme auf Host und Target. Dabei wird ständig vom Host ein Interrupt ausgelöst und vom Target beantwortet. Erhält das Target keinen Interrupt bzw. antwortet das Target nicht, wird der Prüfstand in einen sicheren Zustand gefahren und gesperrt.

Das Programm auf dem Target ist in Bild 4.6 als Programmflussplan dargestellt. Der Programmstart erfolgt durch das Laden des Target-Programms über das Host-Programm in den Speicher des zentralen DSPs. Zunächst werden das Programm und der Prüfstand initialisiert, d. h. es werden die Kommunikationskanäle (Sub-DSPs  $\longleftrightarrow$  Target, Host  $\longleftrightarrow$  Target) und die Messeinrichtungen (Drehmomentmessung) eingerichtet und auf korrekte Funktion hin überprüft. Zunächst bleibt der Regleralgorithmus gesperrt. Nach einer fehlerfreien Initialisierung werden die Rotorlagen und Drehzahlen aller Motoren von den Sub-DSPs abgerufen. Durch Auswertung der Drehzahlwerte wird der Prüfstand auf Stillstand geprüft und die Rotorlagegeber der einzelnen Motoren aufeinander ausgerichtet. Da die Drehgeber an den drei Elektromotoren bzgl. ihrer Nullimpulse unterschiedlich orientiert sind, werden die Rotorlagen des Servomotors und des Abtriebsmotors softwaretechnisch auf die Rotorlage des Antriebsmotors hin ausgerichtet. Dies ist notwendig, um eine einheitliche, absolute Winkelposition aller drei mechanisch miteinander verbundenen Rotoren zu erhalten. Die Zustandsampel des Prüfstands wird auf gelb gesetzt, was als Achtungssignal für die Umgebung zu betrachten ist.

Nach Erteilung des Startbefehls über die GUI des Host-Programms wird der Hardware-Timer für den Reglertakt und das Mastertaktsignal für die Sub-DSPs aktiviert. Der Hardware-Timer löst



nachfolgend Interrupts im Mastertakt=Reglertakt aus, welche die ISR aufrufen. In der Endlosschleife des Hauptprogramms wird nun auf eine Anforderung des Benutzers nach Reglerfreigabe geprüft. Ist eine Anforderung eingetroffen, sind die Drehzahlen aller Motoren  $= 0 \text{ min}^{-1}$  und liegt keine Fehlermeldung vor, wird die Freigabe erteilt. Das Ampelsignal wird auf rot gesetzt. Über die globalen Zustandsvariablen wird der ISR diese Freigabe mitgeteilt.

Anschließend überprüft die Endlosschleife des Hauptprogramms alle Kommunikationspfade auf korrekte Funktion. Liegt in einem Pfad ein Fehler vor, wird der Regler gesperrt und der Prüfstand stillgesetzt. Liegen neue Benutzerbefehle vor, werden sie entsprechend vom Hauptprogramm mittels Unterfunktionen ausgeführt. Dazu gehören das Senden von neuen Sollwerten, das Abfragen der Istwerte oder Zustände sowie die Übertragung von großen Datenmengen zur Verlaufsdarstellung via Busmastering. Über die globalen Variablen (Zustände, Sollwerte und Daten) ist das Hauptprogramm mit der ISR verknüpft. Die ISR hat die höchste Priorität und unterbricht die Endlosschleife des Hauptprogramms im Reglertakt. Sie führt zeitkritische Berechnungen und Datentransfers der Prüfstandssteuerung/-regelung aus. Zunächst werden in der ISR die aktuellen Werte von den Sub-DSPs abgefragt. Die Sub-DSPs selbst wiederum erhalten die aktuellen Werte von den drei Wechselrichtern im Mastertakt. Anschließend wird der Regleralgorithmus ausgeführt und die ermittelten Sollwerte an die Wechselrichter über die Sub-DSPs gesendet. Zusätzlich werden die Zustände des Prüfstands überprüft. Dabei werden aus den Rotorlagen die Differenzwinkel zwischen den Motoren ermittelt und beim Überschreiten eines Grenzwerts wird der Regler noch im selben Takt gesperrt. Die Motoren werden in diesem Fall gebremst. Beim Erreichen von zu hohen Drehmomenten erfolgt ebenfalls eine Prüfstandsstilllegung. Werden keine Grenzwerte überschritten, wird für den nachfolgenden Reglertakt über eine Unterfunktion der neue Sollwert generiert und die aktuellen Ist- und Zustandswerte in globale Speicherbereiche geschrieben.

Zu jedem Zeitpunkt hat der Anwender die Möglichkeit den Istzustand der Gesamtanlage zu überwachen und bei Bedarf den Prüfstand über eine Schnellhaltefunktion stillzusetzen.

Neben den genannten Aufgaben und Funktionen der Prüfstandssteuerung umfasst das Programm weitere Unterfunktionen, die einen reibungslosen Betrieb des Prüfstands gewährleisten und kritische Zustände abfangen. So sei an dieser Stelle nur erwähnt, dass ein so genannter Sanftübergang integriert ist. Dieser vermeidet schlagartige Drehzahlsprünge im Antriebsstrang und führt zu weichen Übergängen bei großen Sollwertänderungen der Drehzahl.

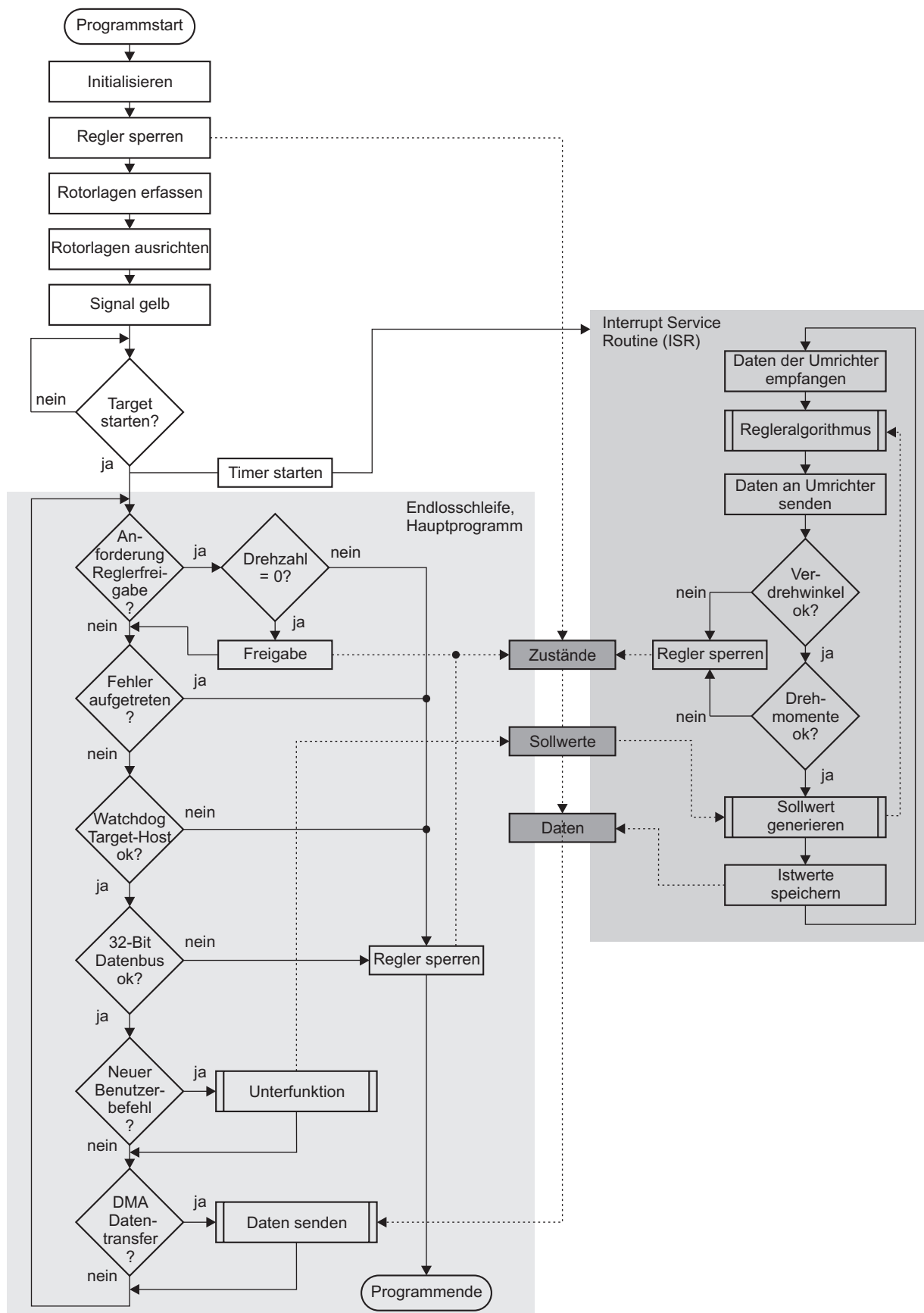
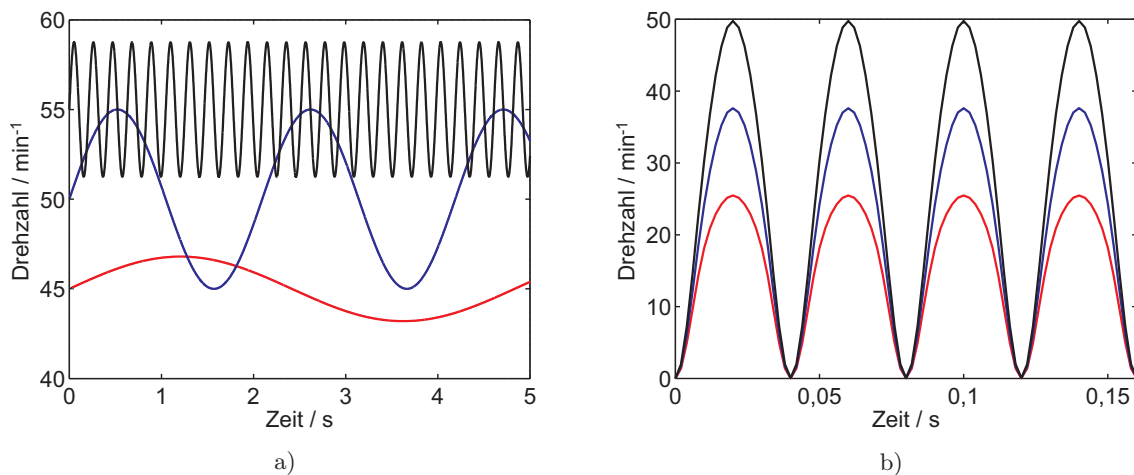


Bild 4.6: Programmflussplan des Steuerungsprogramms auf dem zentralen DSP

### 4.3 Sollwertgenerierung

Die Ansteuerung der Motoren der Antriebseinheit erfolgt über eine Kaskade von Drehzahl- und Stromregler. Hierfür muss ein Sollwert der Drehzahl bzw. ein Sollwertvektor eines Drehzahlverlaufs dem Regler übergeben werden. Die Generierung dieses Drehzahlverlaufs erfolgt in einer Unterfunktion des Prüfstandssteuerungsprogramms. Dabei sind verschiedene Modi implementiert, welche je nach Anwendungsfall zur Generierung der Drehzahlsollwerte benutzt werden können. Diese Modi unterscheiden sich in der Sollwertsynthese und in den Freiheitsgraden, die dem Benutzer zur Verfügung stehen um die Dynamik des Prüfstands auszunutzen bzw. um die Charakteristik eines bestimmten Verbrennungsmotors nachbilden zu können. Der Anwender hat die Möglichkeit, zwischen den Modi zu wählen und die entsprechenden freien Parameter zu verändern.



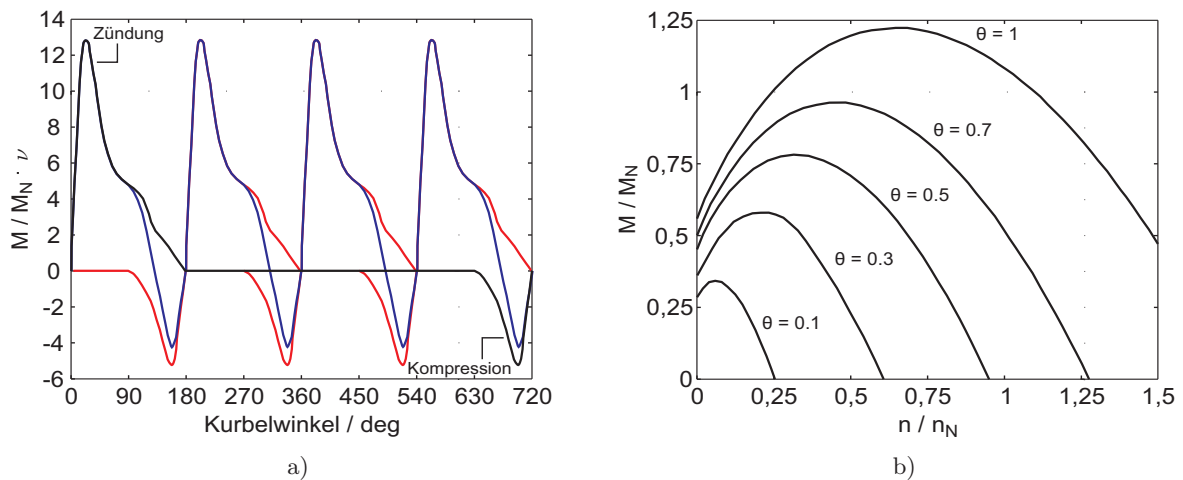
**Bild 4.7:** a) Modus 1: Sinusförmige Drehzahlverläufe mit unterschiedlichen Frequenzen und Amplituden; b) Modus 2: Drehzahlverläufe für einen 4-Zylinder 4-Takt Motor mit unterschiedlichen Amplituden

In Bild 4.7 sind jeweils beispielhaft die Sollgeschwindigkeitsverläufe für die Modi 1 und 2 dargestellt. Über den Modus 1, einer monofrequenten Anregung, stehen dem Benutzer drei Freiheitsgrade zur Verfügung. Mit entsprechenden Eingaben kann dabei über die Parameter *mittlere Drehzahl*, *Drehzahlamplitude* und *-frequenz* auf die Schwingungsanregung Einfluss genommen werden. Somit steht während des Betriebs die gesamte Dynamik des Prüfstands zur Verfügung. Integrierte Sicherheits- und Überwachungsfunktionen verhindern das Erreichen von elektrischen und mechanischen Grenzen der Gesamtanlage.

Zusätzlich wird von der Prüfstandssteuerung eine Drehschwingungsanregung um die Nulllage unterbunden. Bei einem stillstehenden Motor befindet sich in dessen Lagern kein Schmierfilm zwischen den Laufbahnen und den Wälzkörpern. Wird in diesem Zustand die Motorwelle zu Schwingungen angeregt, kommt es zu kleinen Relativbewegungen zwischen den Lagerringen und

den Wälzkörpern. Dabei können sich Vertiefungen in den Laufflächen bilden; die Wälzkörper bleiben unbeschädigt. Diese Art von Lagerschäden wird als „False Brinelling“ oder auch „Stillstandsmarkierung“ bezeichnet [41]. Wie schwerwiegend der Lagerschaden ausfällt, hängt von der Schwingungsenergie und Schwingungsdauer nicht aber von der Frequenz der Schwingung ab [27]. Wird der Motor weiter betrieben, kommt es zu Überrollungen dieser Mulden welche sich in einem unruhigen Lauf äußern.

Bei der Sollwertgenerierung im Modus 2 werden bestimmte Charakteristika von Verbrennungsmotoren berücksichtigt. Dazu ist ein Motormodell hinterlegt, welches die Charakteristik aus den Verläufen in Bild 4.8 verwendet.



**Bild 4.8:** Motormodell: a) der Arbeitszyklus eines Zylinders ist im Modell hinterlegt (schwarz); einzelne Arbeitszyklen mehrerer Zylinder (rot); Summenmoment am Beispiel eines 4-Zylinder 4-Takt Motors (blau); b) idealisierte Motorkennlinien bei unterschiedlichen Drosselklappenstellungen

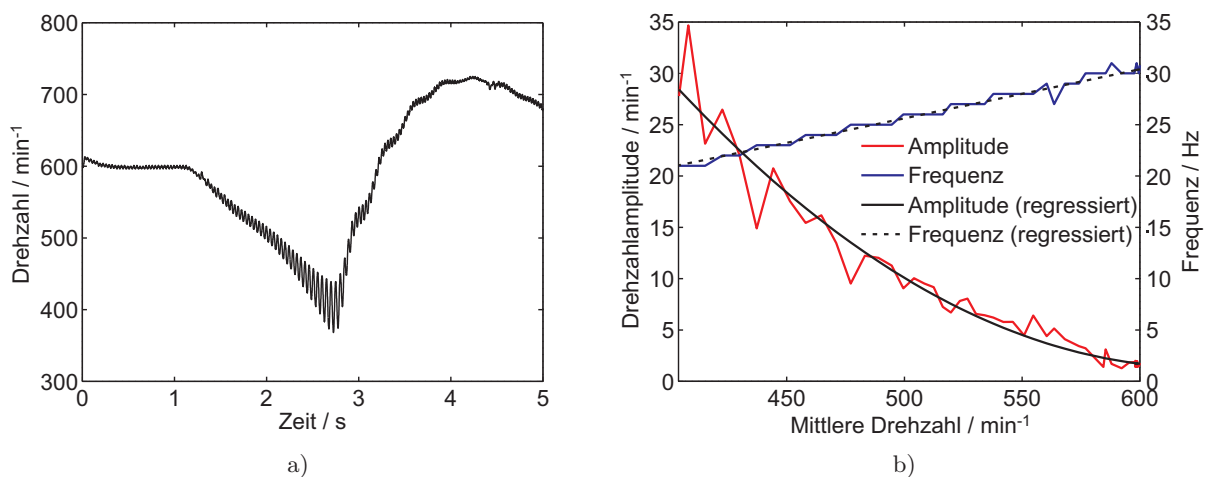
Im mathematischen Modell eines allgemeinen Verbrennungsmotors ist der Verlauf des Arbeitszyklus (4 Takte) eines Zylinders sowie das Drehmoment-Drehzahl-Verhalten in Abhängigkeit von der Drosselklappenstellung hinterlegt (Motorkennlinien). Der Drehmomentverlauf über den Kurbelwinkel für einen Zylinder ist dem Simulationstool SimulationX [53] entnommen und entspricht experimentell ermittelten, nomierten Werten bei Volllast und einer Drosselklappenstellung von 100 % (Bild 4.8 a, schwarze Kennlinie). Basierend auf diesem Verlauf können für 4-Takt-Verbrennungsmotoren unterschiedlicher Leistung und Zylinderanzahl die Drehmomentverläufe synthetisiert werden. Die erzeugten Verläufe beinhalten Gas- sowie Massenkräfte gleichermaßen. Bild 4.8 a zeigt den synthetisierten Drehmomentverlauf für einen 4-Zylinder-Motor als blaue Kennlinie.

Die Beziehungen zwischen bereitgestelltem Drehmoment und Motordrehzahl sowie Drosselklappenstellung  $\theta$  (Einspritzung, welche über die Gaspedalstellung vom Fahrer kontrolliert wird) sind in einem Motorkennfeld (Bild 4.8 b) hinterlegt. Das Motorkennfeld liefert einen Skalierungsfaktor für das Drehmoment aus der Berechnung des Arbeitszyklus.

Über vier konstante Parameter (*Nennleistung*, *Nenndrehzahl*, *Zylinderzahl* und *Trägheitsmoment*) hat der Benutzer die Möglichkeit, die Charakteristik des Motors festzulegen. Diese Parameter sind während des Prüfstandsbetriebs nicht veränderbar. Der variable Parameter *Drosselklappenstellung/Einspritzung* stellt die Eingangsgröße des Modells dar und ist während der Laufzeit veränderlich. Somit ist es möglich, Beschleunigungsszenarien nachzubilden. Mit dem angegebenen Trägheitsmoment berechnet das Modell den Drehzahlverlauf (Bild 4.7 b), welcher als Sollwert für den Drehzahlregler der Antriebseinheit verwendet wird.

Bei der Implementierung des Motormodells stand die Einfachheit im Vordergrund, da die Ressourcen auf dem zentralen DSP begrenzt sind. Jedoch ist die Anwendung komplexerer Modelle denkbar. So können, wie in [21] vorgestellt, weitaus detailliertere Kennfelder (Messverläufe) zu Grunde gelegt bzw. Gas- und Massemomente aus feineren Modellen berechnet werden. In [21] wird ein Modell zur Prüfstandsanregung vorgestellt, welches die Gas- und Massenmomente im Motormodell separat betrachtet und zusätzlich das Verhalten des Zweimassenschwungrads umfasst. Eine biharmonische Anregung durch Überlagerung zweier Sinus-Schwingungen wird in [107] angewendet.

Des Weiteren enthält SimulationX ab der Version 3.0 detaillierte Modelle für Verbrennungsmotoren. Neben der Kinematik jedes einzelnen Kolbens können auch die Verbrennung, Einspritzung und Zündung parametrisiert werden. Solche komplexen und rechenzeitintensiven Modelle sind jedoch nicht für Laufzeitanwendungen auf dem zentralen DSP geeignet. Hierbei bietet es sich an, die Modelle zuvor offline zu berechnen und die erhaltenen Drehzahlverläufe über den im Folgenden beschriebenen, dritten Modus nachzufahren.



**Bild 4.9:** a) Modus 3: Vorgabe einer Drehzahl Sollwertspur; b) Modus 4: Lookup-Tabelle für Drehzahlamplitude und Frequenz

Der dritte Modus zur Sollwertgenerierung verwendet eine Datenspur, die zuvor in einen Speicherbereich des zentralen DSPs zu laden ist. Bei der Datenspur kann es sich beispielsweise um

diskrete Werte aus Mess- oder Simulationsverläufen von Verbrennungsmotoren handeln. In Bild 4.9 a ist ein simulierter Drehzahlverlauf dargestellt, wie er bei einer Einkuppelsimulation an der Sekundärwelle eines Zweimassenschwungrads berechnet wird. Auf der Primärseite des Schwungradmodells ist ein Modell eines 6-Zylinder 4-Takt Motors angeschlossen. Simulations- oder Messdaten von realen Verbrennungsmotoren stellen die Motorcharakteristik präzise nach. Durch Vorgabe dieser Daten als Solldrehzahl für den Drehzahlregler des Prüfstands können somit gute Nachbildungsergebnisse erzielt werden. Vorteil dieses Verfahrens zur Sollwertgenerierung gegenüber den Verfahren der Modi 1 und 2 ist die Genauigkeit der Nachbildung und die Rechenzeiterparnis, da die Ausführungszeit des Algorithmus im Modus 1 und 2 größer ist als die Zugriffszeit auf einen Punkt der Datenspur aus dem Speicher. Beim Modus 3 ist zu beachten, dass die Abtastung (Diskretisierung) der Datenspur exakt dem Reglertakt entspricht. Andernfalls treten Skalierungsfehler der Zeitbasis auf.

Beim dritten Modus hat der Anwender keine Möglichkeit, interaktiv Einfluss auf den Verlauf des Drehzahl Sollwerts zu nehmen. Die Daten werden im Reglertakt punktweise aus dem Speicher gelesen und bei Erreichen des Endwerts springt der Lesezeiger auf den Anfangswert zurück. Somit entsteht eine Periodizität, wobei große Differenzen zwischen Anfangs- und Endsollwert in der Datenspur durch Rampenfunktionen einander angeglichen werden. Andernfalls wären schlagartige Drehzahlsprünge und eventuelle mechanische Überlastungen des Prüfstands oder des Prüflings nicht auszuschließen. Durch solch hochfrequente Drehzahländerungen könnten Stoßvorgänge provoziert werden, die in einem realen Fahrzeug nicht auftreten und somit die Messergebnisse verfälschen.

Die vierte und letzte Methode zur Erzeugung eines Drehzahlverlaufs stellt der Modus 4 dar. Er basiert auf einer vorangehenden Auswertung von Simulations- und Messverläufen, wie sie in Bild 4.9 a dargestellt sind. Dabei werden nach einem entwickelten Verfahren [87] charakteristische Parameter aus dem Drehzahlverlauf ermittelt und in einer Lookup-Tabelle (LUT) hinterlegt. Im Fall der Einkuppelsimulation wird mit diesem Verfahren jeder Drehzahl im Bereich von  $400 \text{ min}^{-1} - 600 \text{ min}^{-1}$  eine Frequenz und eine Drehzahlamplitude zugeordnet (Bild 4.9 b). Somit kann der Anwender, der Charakteristik dieses speziellen Verbrennungsmotors entsprechend, eigene Szenarien entwickeln (Konstantdrehzahlversuche).

Die mittlere Drehzahl kann als Verlauf oder konstanten Wert in den genannten Grenzen gewählt werden; der Sollwertalgorithmus ermittelt zur mittleren Drehzahl die Drehschwingungsamplitude und -frequenz aus der LUT. Die anschließende Synthese des Sollwertverlaufs erzeugt ein Signal, welches der Motorcharakteristik entspricht. Nachteil dieses Verfahrens ist die längere Rechenzeit, da zunächst der Datenzugriff auf die LUT und anschließend die Ausführung des Algorithmus zu erfolgen hat.

## 4.4 System-Check-Up-Routine

Aufgrund der Komplexität und Vielfältigkeit der Prüfstandskomponenten (Aktoren, Sensoren) ist eine Check-Up-Routine zur Überprüfung der Funktionalität aller Bestandteile unerlässlich. Zu diesem Zweck ist eine Funktion in das Steuerungsprogramm implementiert, welches durch definierte Testläufe die Funktionsfähigkeit der Anlage überprüft. Diese Routine ist zur Ausführung vor den Untersuchungen an Prüflingen vorgesehen und sichert einen definierten Zustand des Gesamtsystems. Die Bedeutung solcher Kontrollen kann am Drehmomentsignal verdeutlicht werden. Die vier in Vollbrücke geschalteten Dehnmessstreifen einer Drehmomentmessstelle liefern bei Beschädigung eines Dehnmessstreifens weiterhin Signale. Wird vorab die Plausibilität der Werte nicht überprüft liegen fehlerhafte Drehmomentmesswerte vor und die Untersuchungen an Prüflingen sind fehlerhaft.

Die Check-Up-Routine ist in den folgenden Funktionen unterteilt und wird sequentiell abgearbeitet. Auftretende Fehler werden unmittelbar zur Anzeige gebracht.

1. Senden eines Drehzahlsollwerts ( $n_{A,w} = 50 \text{ min}^{-1}$ ) an den Antriebsmotor; Vergleich mit dem Drehzahlsignal des Antriebsmotors
2. Senden eines Drehzahlsollwerts ( $n_{S,w} = 50 \text{ min}^{-1}$ ) an den Servomotor; Vergleich mit dem Drehzahlsignal des Servomotors
3. Ermittlung des Übersetzungsverhältnisses zwischen Antriebs- und Abtriebseinheit ( $i = \frac{n_1}{n_2}$ ) durch Auswertung der Antriebs- und Abtriebsdrehzahl
4. Drehzahlsollwertvorgabe für die Antriebseinheit und definierte Verspannung über die Abtriebseinheit (nur bei  $i \neq \infty$ ); Auswertung der beiden Drehmomentsignale; Vergleich mit den Luftspaltdrehmomenten aus den Ständerströmen
5. Harmonische Anregung der drehmomentgeregelten Abtriebseinheit; Auswertung und Kontrolle des Winkelbeschleunigungssignals (Ferrarisensor, s. Abschnitt 4.6.2, S. 75) und des Winkelgeschwindigkeitssignals (Rotorlagegeber)

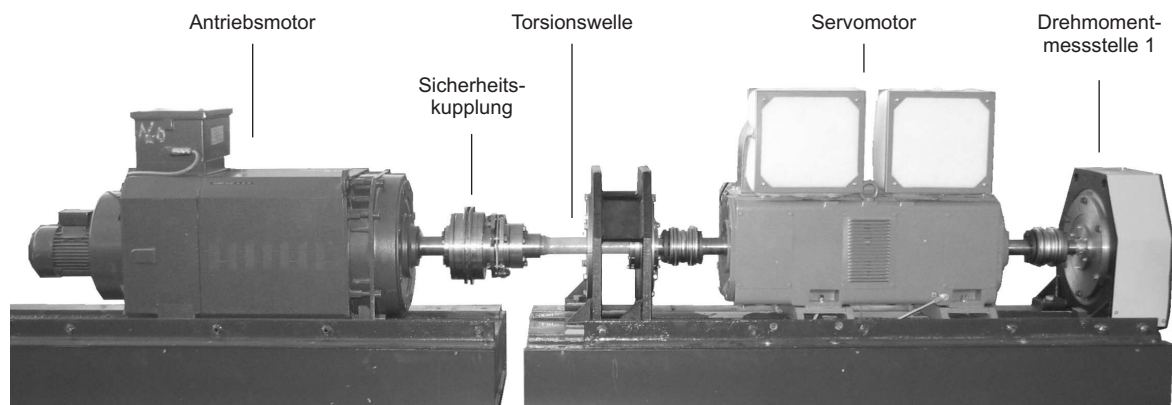
Zur Überprüfung der Drehmomentmessstellen ist bei einem Schaltgetriebe als Prüfling der Direktgang einzulegen, andernfalls ist das Übersetzungsverhältnis  $i$  zu berücksichtigen. Befindet sich kein Prüfling in der Anlage müssen Antriebs- und Abtriebseinheit über eine Welle starr miteinander verbunden werden. Alternativ ist auch eine Verspannung über einen Hebel möglich.

## 4.5 Drehzahlgeregelte Antriebseinheit

Um realitätsnahe Bedingungen für den Prüfling wie beispielsweise einem Getriebe oder einer Kupplung zu schaffen, ist eine genaue Führung der Drehzahl und des Drehmoments im Prüfstand erforderlich. Prinzipiell muss die Antriebseinheit des Prüfstands drehzahl geregelt und die Abtriebseinheit drehmoment geregelt gefahren werden. Damit können an Fahrzeugen gemessene Drehzahlverläufe vom Antrieb nachgefahren und Fahrwiderstände sowie Trägheiten des Abtriebs nachgebildet werden. Die getrennte Führung von Drehzahl am Antrieb und Drehmoment am Abtrieb ist jedoch nicht ohne Weiteres möglich, da beide Größen gekoppelt sind. Anwendungen mit konventionellen Regelverfahren zur getrennten Regelung von Drehzahl und Drehmoment an einem Prüfstand für Antriebskomponenten erläutern die Problematik [99].

Der Entwurf einer Drehzahl- und Drehmomentregelung erfordert eine möglichst genaue Abbildung des Prüfstands in einem Modell. In den folgenden Abschnitten werden die Modellierung der Antriebseinheit und unterschiedliche Regelungskonzepte für die Drehzahlregelung untersucht.

Die Antriebseinheit als Regelstrecke umfasst alle Prüfstandskomponenten vor dem Prüfling, d. h. den Antriebsmotor, die Torsionswelle, den Servomotor sowie die erste Drehmomentmessstelle (Bild 4.10).



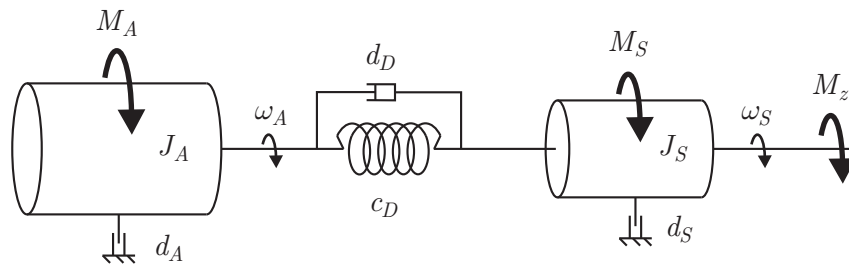
**Bild 4.10:** Antriebsmotor, Sicherheitskupplung, Torsionswelle, Servomotor und die Drehmomentmessstelle 1 bilden die Antriebseinheit

### 4.5.1 Modellbildung für die Antriebseinheit

Die Antriebseinheit aus Bild 4.10 mit seinen kontinuierlich verteilten Drehmassen und Dämpfungen kann in einem vereinfachten Modell mit diskreten Elementen abgebildet werden. Für die Modellierung der Strecke des Drehzahlreglers (Antriebseinheit) wird der Gesamtprüfstand an einer Systemgrenze aufgetrennt. Zwischen dem Servomotor und dem Prüfling befindet sich eine Drehmomentmessstelle. Das an dieser Stelle vom Prüfling und Abtrieb rückwirkende Drehmoment wird regelungstechnisch als Störung angesehen.



Durch die Trägheitsmomente der Motorläufer, der Kupplungen und der Messstellen in Verbindung mit den dazwischen liegenden Feder-Dämpfer-Systemen (Wellenstücke) stellt das System einen Mehrmassenschwinger dar. Um den Aufwand für den Entwurf und die Realisierung der Drehzahlregelung in Grenzen zu halten, ist eine Reduktion des Modells sinnvoll. Ein nach physikalischen Aspekten reduziertes System wird erzielt, wenn die Größen der einzelnen Trägheitsmomente und Federkonstanten verglichen und Näherungen bzw. Zusammenfassungen durchgeführt werden. Bei der Anordnung auf der Antriebsseite wird angenommen, dass die Drehmassen (Rotoren, Sicherheitskupplung, Wellenkupplungen, Drehmomentmessstelle) zu zwei Drehmassen zusammengefasst werden können. In der Drehmasse  $J_A$  sind die Trägheitsmomente des Antriebsmotorrotors, der Sicherheitskupplung und der halben Torsionswelle zusammengefasst. Die Drehmasse  $J_S$  umfasst die Trägheit des Servomotorrotors, der halben Torsionswelle und der Drehmomentmessstelle inkl. Wellenkupplung. Die Federsteifigkeit und Dämpfung der Torsionswelle werden durch ein Kelvin-Voigt-Modell repräsentiert [106]. Die Dämpfungen  $d_A$  und  $d_S$  berücksichtigen die Luft- und Lagerreibungen in den Elektromotoren. Die Antriebseinheit wird als ungefesselter Zweimassen-Drehschwinger aufgefasst. Beide Drehmassen können sich um die Rotationsachse frei bewegen und die Drehbewegungen können dabei einer Rotation mit konstanter Winkelgeschwindigkeit überlagert sein. In Bild 4.11 ist die Regelstrecke für die Drehzahlregelung schematisch dargestellt.



**Bild 4.11:** Vereinfachtes Modell der Antriebseinheit als Zweimassenschwinger

Die Drehmomente  $M_A$  und  $M_S$  entsprechen den Luftspaltdrehmomenten des Antriebs- und des Servomotors. Das vom Prüfling und Abtrieb rückwirkende gemessene Stördrehmoment wird durch  $M_z$  berücksichtigt.

Es handelt sich um ein gedämpftes System, wobei  $d_D$  hauptsächlich die innere Dämpfung (Werkstoffdämpfung der Torsionswelle, der Kupplungen und der Motorwellen) und  $d_A$ ,  $d_S$  die äußeren Dämpfungen (Lager-, Luftreibung und Ummagnetisierungsverluste) erfassen. Die Federkonstante  $c_D$  stellt die Federsteifigkeit der Torsionswelle, der Kupplungen und Motorwellen dar.

Die äußeren Dämpfungen  $d_A$  und  $d_S$  werden hauptsächlich durch die Motoreigenschaften und die Lagerreibungen bestimmt. Die Parameter können Herstellerangaben bzw. Tabellen entnommen werden. Voruntersuchungen [100] haben jedoch einen geringen Einfluss von  $d_A$  und  $d_S$  auf das Übertragungsverhalten des Schwingungssystems ergeben, so dass an dieser Stelle ei-



Für die weiteren Untersuchungen an dem System wird dieses ausgehend von den systembeschreibenden Differentialgleichungen in den Zustandsraum überführt. Dabei bilden zweckmäßigerweise die Drehwinkeldifferenz und die Winkelgeschwindigkeiten der beiden Drehmassen sowie die Luftspaltdrehmomente, die auf die jeweiligen Drehmassen wirken, den Zustandsvektor  $\mathbf{x}$ . Die Stellgrößen des Systems sind die normierten Luftspaltdrehmomente an den Eingängen der Wechselrichter und werden im Eingangsvektor  $\mathbf{u}$  zusammengefasst.

$$\mathbf{x} = \begin{pmatrix} \Delta\varphi \\ \omega_A \\ \omega_S \\ M_A \\ M_S \end{pmatrix}; \quad \mathbf{u} = \begin{pmatrix} M'_A \\ M'_S \end{pmatrix}$$

In Verbindung mit der Systemmatrix  $\mathbf{A}$ , der Steuermatrix  $\mathbf{B}$  und der Beobachtungsmatrix  $\mathbf{C}$  ergibt sich die Zustandsraumdarstellung für das lineare, zeitinvariante System des Zweimassenschwingers. Es besteht kein direkter Durchgriff, so dass  $\mathbf{D} = 0$  gilt.

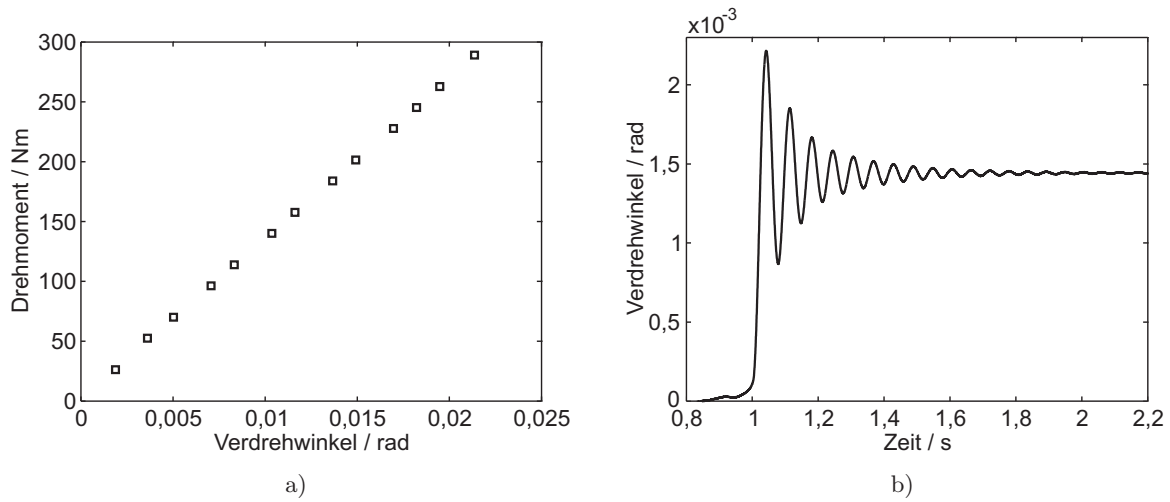
$$\dot{\mathbf{x}} = \underbrace{\begin{pmatrix} 0 & 1 & -1 & 0 & 0 \\ -\frac{c_D}{J_A} & -\frac{d_D}{J_A} & \frac{d_D}{J_A} & \frac{1}{J_A} & 0 \\ \frac{c_D}{J_S} & \frac{d_D}{J_S} & -\frac{d_D}{J_S} & 0 & \frac{1}{J_S} \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{\tau_e} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{\tau_e} \end{pmatrix}}_{\mathbf{A}} \cdot \mathbf{x} + \underbrace{\begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{k_{Um,A}}{\tau_e} & 0 \\ 0 & \frac{k_{Um,S}}{\tau_e} \end{pmatrix}}_{\mathbf{B}} \cdot \mathbf{u} \quad (4.5)$$

$$y = \underbrace{\begin{pmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \end{pmatrix}}_{\mathbf{C}^T} \cdot \mathbf{x} \quad (4.6)$$

#### 4.5.2 Ermittlung der Systemparameter

Die Trägheitsmomente der Motoren, der Kupplungen und Wellen können aus den Abmessungen und den Dichten berechnet bzw. Herstellerangaben entnommen oder durch Auslaufversuche ermittelt [84] werden. Die theoretische Bestimmung der Federsteifigkeit und Federdämpfung der Antriebstersionswelle ist problematisch. Die Torsionswelle hat als Bauteil mit der geringsten Steifigkeit den größten Einfluss auf die Federkonstante  $c_D$  zwischen den beiden Drehmassen. Durch die manuelle Fertigung der Welle kommt es zu Parameterschwankungen entlang der Welle, so dass Berechnungen der Federkennwerte aus den Werkstoffgrößen zu ungenauen Ergebnissen führen.

Aufgrund der Unsicherheiten bzgl. der Torsionswellenparameter, die noch zusätzlich zu den Fehlern der Modellvereinfachung als Zweimassenschwinger mit diskret verteilten Massen hinzukommen, ist eine reine Berechnung bzw. Abschätzung der Parameter unzureichend. Um die Antriebseinheit in einem Modell möglichst genau nachzubilden, werden Dämpfung  $d_D$  und Federsteifigkeit  $c_D$  experimentell ermittelt. Für die Ermittlung der Federkennlinie und damit der Federsteifigkeit wird der hochdynamische Motor mechanisch festgesetzt und die Torsionswelle über den drehmomentgeregelten Antriebsmotor verspannt. Bei unterschiedlichen Drehmomenten des Antriebsmotors wird die Verdrillung der Torsionswelle aus der Differenz der Drehwinkel von Antriebs- und Servomotor berechnet. Die Federdämpfung erschließt sich aus dem Abklingvorgang des Federwinkels nach abrupter Entlastung der verspannten Feder nach DIN EN ISO6721-1 [8]. Die ermittelten Messverläufe sind in Bild 4.13 dargestellt.



**Bild 4.13:** a) Federkennlinie der Antriebstorsionswelle; b) Ausschwingverlauf nach Entlastung der vorgespannten Antriebstorsionswelle

Aus dem Anstieg der Federkennlinie lässt sich die Federsteifigkeit ablesen. Die Federdämpfung kann aus folgendem Zusammenhang berechnet werden.

$$d = \frac{D \cdot c_D}{\pi \cdot f_{eig}} \quad (4.7)$$

Dabei entsprechen  $D$  dem Lehr'sche Dämpfungsmaß,  $c_D$  der Federsteifigkeit und  $f_{eig}$  der Eigenfrequenz der Torsionswelle. Das Dämpfungsmaß ist proportional dem logarithmischen Dekrement, welches aus den Amplitudenverhältnissen der Abklingkurve (Bild 4.13 b) ermittelt wird [30].

Die elektrische Zeitkonstante  $\tau_e$  und die Verstärkungsfaktoren  $k_{Um,A}$  und  $k_{Um,S}$  sind den Wechselrichtern entnommen. Die elektrische Zeitkonstante ist der Quotient aus der Ankerinduktivität und dem Ankerwiderstand des Elektromotors. Die Regelstrecke wird mit folgenden Werten parametrisiert.

$$\begin{array}{ll}
J_A &= 2,13 \text{ kgm}^2 & \tau_e &= 0,001 \text{ s} \\
J_S &= 0,072 \text{ kgm}^2 & k_{Um,A} &= 610 \text{ Nm/p.u.} \\
c_D &= 13.400 \text{ Nm/rad} & k_{Um,S} &= 255 \text{ Nm/p.u.} \\
d_D &= 0,9 \text{ Nms/rad} & &
\end{array}$$

Für die Beurteilung der Korrektheit und Güte des Modells werden die Frequenzgänge des Modells mit experimentell ermittelten Frequenzgängen verglichen. Dabei wird jeweils der Antriebsmotor und der Servomotor separat mit sinusförmigen Solldrehmomenten beaufschlagt. Die Frequenz der sinusförmigen Anregung wird von 1 Hz – 100 Hz variiert. Die Anregungsamplitude (Luftspaltdrehmoment) beträgt  $\hat{M}' = 0,2 \text{ p.u.}$  Im Bereich der Resonanzstelle wird die Schrittweite der Anregungsfrequenz verringert, um eine möglichst genaue Abbildung der Resonanzüberhöhung zu erhalten. Als Messgröße dient das Winkelgeschwindigkeitssignal des Servomotors  $\omega_S$ . Das Übertragungsverhalten der Wechselrichter und des elektrischen Systems der Elektromotoren ist in den Messungen mit enthalten. Deren Einfluss äußert sich hauptsächlich im oberen Frequenzbereich in Form einer zunehmenden Phasenverschiebung und einer geringen Absenkung des Amplitudenverhältnisses.

In den Bildern 4.14 und 4.15 sind die Amplituden- und Phasenverläufe des Modells und der realen Strecke dargestellt. Betrachtet wird das Übertragungsverhalten des Asynchronmotors sowie des Servomotors auf die Winkelgeschwindigkeit  $\omega_S$  am Ausgang der Antriebseinheit.

Als besonders kritisch ist die Resonanzstelle zu betrachten; hier werden schon bei geringer Ansteuerung der Motoren relativ große Amplituden der Winkelgeschwindigkeit erreicht. Da im Bereich der Resonanzfrequenz der Servomotor angesteuert wird, muss das Modell besonders in diesem Bereich das reale System gut abbilden. Der Bereich der Tilgung im unteren Frequenzbereich kann vernachlässigt werden, da bis zu einer Frequenz von ca. 20 Hz die Schwingungsanregung hauptsächlich durch den Antriebsmotor erfolgt.

Die ausreichend genaue Übereinstimmung zwischen Messung und Modell zeigt, dass die reale Strecke mit einem idealisierten Zweimassenschwinger genügend genau nachgebildet werden kann. Nur im oberen Frequenzbereich treten Abweichungen zwischen Modell und realem System auf.

In den folgenden Abschnitten zur Reglerauslegung wird zwischen  $M_A$  und  $M'_A$  sowie zwischen  $M_S$  und  $M'_S$  nicht mehr unterschieden. Als Stellgrößenbezeichnung werden  $M_A$  und  $M_S$  verwendet. Damit sind stets die Luftspaltmomente unter Berücksichtigung des elektrischen Systems mit der elektrischen Zeitkonstante des jeweiligen Elektromotors gemeint.

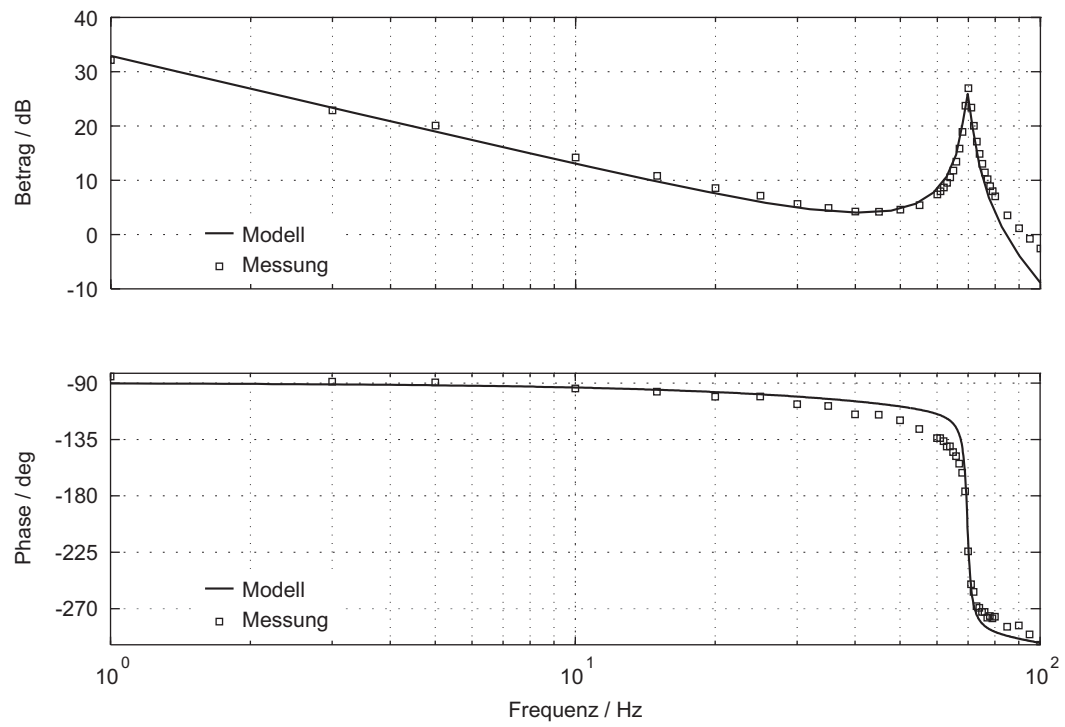


Bild 4.14: Frequenzgang der Stellgröße  $M'_A$  auf die Zustandsgröße  $\omega_S$  ( $G_{\omega_S A}(j\omega) = \frac{\omega_S(j\omega)}{M'_A(j\omega)}$ )

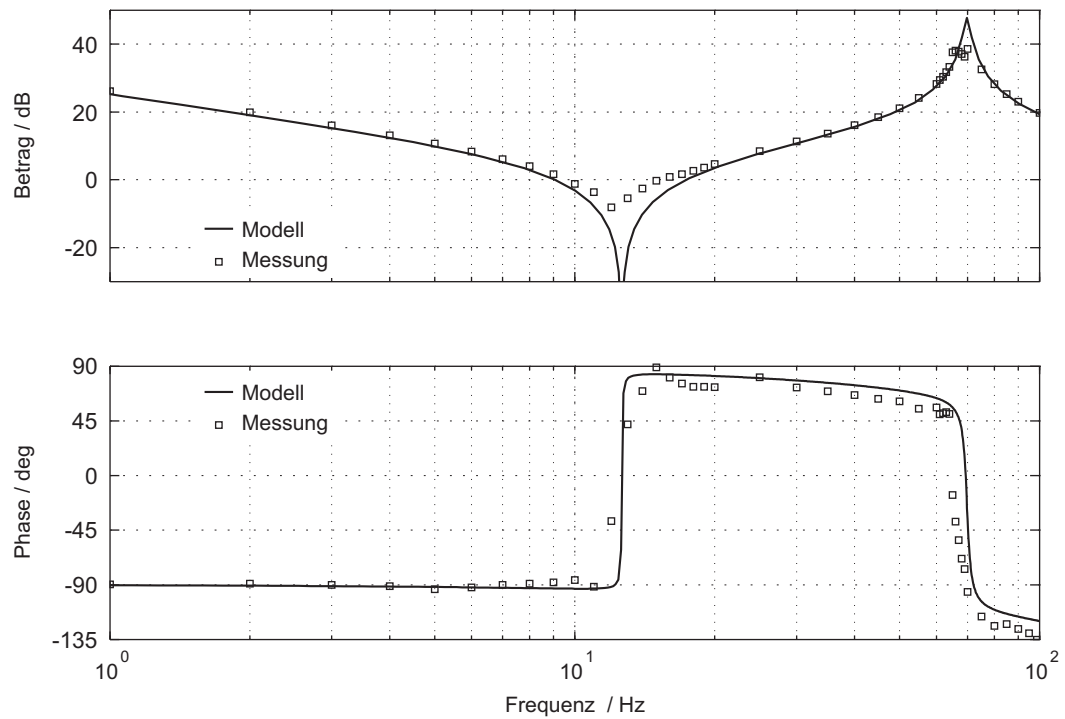


Bild 4.15: Frequenzgang der Stellgröße  $M'_S$  auf die Zustandsgröße  $\omega_S$  ( $G_{\omega_S S}(j\omega) = \frac{\omega_S(j\omega)}{M'_S(j\omega)}$ )

### 4.5.3 Anforderungen an die Drehzahlregelung

An die Drehzahlregelung der elastisch gekoppelten Elektromotoren der Antriebseinheit werden besondere Anforderungen im Vergleich zu einzelnen geregelten Antrieben gestellt. Die Aufgaben der Antriebseinheit sind die Aufbringung eines Antriebsmoments sowie die Erzeugung von Drehschwingungen am Eingang des Prüflings. Die Regelgröße ist die Winkelgeschwindigkeit  $\omega_S$  an der Eingangswelle des Prüflings. Das Antriebsmoment wird nicht geregelt; es stellt sich abhängig von der Belastung durch den Prüfling bzw. der Abtriebseinheit ein.

Der zu regelnde Zweimassenschwinger stellt regelungstechnisch ein überaktuiertes System dar. Zur Beeinflussung der Regelgröße  $\omega_S$  stehen zwei Stellgrößen, die Luftspaltdrehmomente der beiden Motoren  $M_A$  und  $M_S$ , zur Verfügung. Es kann im vorliegenden Fall von einem überaktuierten System gesprochen werden, da mit theoretisch unbegrenzten Stellenergien sowohl der Antriebsmotor als auch der Servomotor die Winkelgeschwindigkeit  $\omega_S$  einstellen kann. Jedoch werden bei der Erzeugung von Drehschwingungen abhängig von der Frequenz unterschiedlich hohe Stellenergien benötigt, so dass eine frequenzoptimale Ansteuerung der beiden Motoren erfolgen muss.

Aus den Kennlinien der Amplitudenfrequenzgänge des Zweimassenschwingers in Bild 3.2 sind die optimalen Frequenzbereiche für die beiden Motoren ersichtlich. Durch die Tilgerwirkung des Antriebsmotors bei einer Frequenz von 11 Hz führt eine Anregung des Servomotors in diesem Frequenzbereich nur zu geringen Drehschwingungen an der Ausgangswelle der Antriebseinheit. Somit ist in diesem Frequenzbereich nur eine Ansteuerung des Antriebsmotors für die Schwingungserzeugung sinnvoll. Im Frequenzbereich  $\geq 20$  Hz führt wiederum eine Ansteuerung des Servomotors zu höheren Amplituden von  $\omega_S$ . Der Antriebsmotor darf in diesem Frequenzbereich, aufgrund von elektromagnetischen Resonanzerscheinungen im Motor und den damit einhergehenden Geräuscheinrichtungen, nicht mit Wechseldrehmomenten beaufschlagt werden.

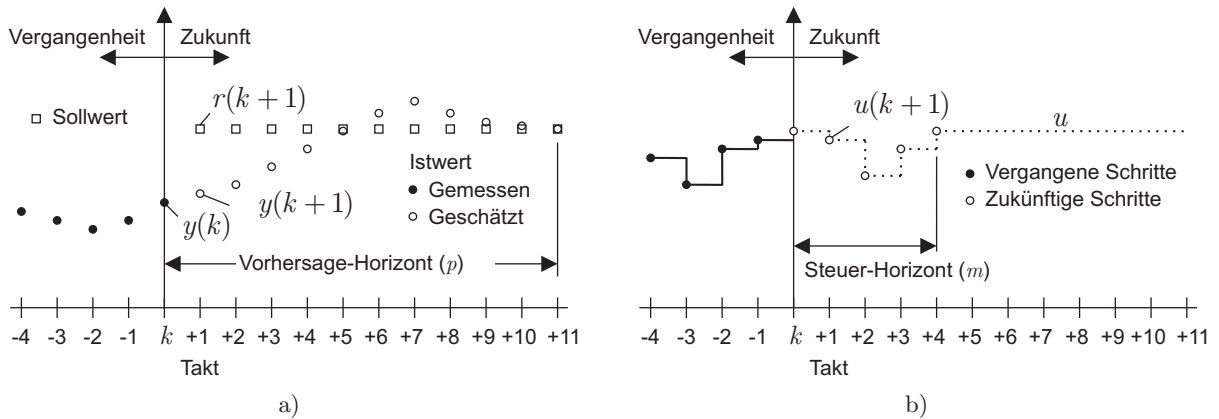
An die Regelung der Antriebseinheit werden folgende Anforderungen gestellt:

- Anregung von Drehschwingungen am Prüflingseingang im Frequenzbereich von 1 Hz – 100 Hz
- Reduzierte Ansteuerung des Antriebsmotors für  $f \geq 20$  Hz
- Reduzierte Ansteuerung des Servomotors für  $f \leq 20$  Hz
- Die beiden Stellgrößen müssen phasenrichtig angesteuert werden
- Gutes Führungsverhalten aufweisen (Tracking von  $\omega_{S,w}$ )
- Rückwirkungen des Prüflings bzw. der Abtriebseinheit kompensieren

#### 4.5.4 Modellprädiktive Drehzahlregelung

Zur Drehzahlregelung der Antriebseinheit wird in [34] die Verwendung eines modellprädiktiven Reglers vorgeschlagen und für die Verwendung eines Zweimassenschwingers ausgelegt. Die modellprädiktive Regelung [75, 76], im Folgenden MPR genannt, ist eine Methode, mit der Feedback-Regler sowohl für lineare als auch für nichtlineare Systeme durch Methoden der Online-Optimierung berechnet werden können. Da das Optimierungsproblem rechenzeitaufwändig ist, findet MPR vorzugsweise Einsatz zur Regelung langsamer verfahrenstechnischer Systeme mit Abtastzeiten im Minutenbereich. Durch den Einsatz leistungsfähiger Signalprozessoren und vereinfachter Modelle kann das Regelungsverfahren jedoch auch für schnelle Systeme implementiert werden.

Beim MPR wird ein zeitdiskretes dynamisches Modell des Systems verwendet, somit ist die Dynamik der Regelstrecke dem Regler bekannt. Die vorhergehenden Werte der Regelgrößen  $y$  sind bis einschließlich  $y(k)$  bekannt. Anhand dieser bekannten Werte sowie des vergangenen Stellgrößenverlaufs  $u$  erfolgt zum Zeitpunkt  $k$  eine Abschätzung des zukünftigen Verlaufs der Regelgröße  $y$  über den Horizont  $p$  (Bild 4.16).



**Bild 4.16:** Funktionsprinzip der modellprädiktiven Regelung: a) Sollwert- und Istwertverläufe der Regelgröße; b) optimaler Stellgrößenverlauf

Die MPR hat neben der strecken- und sollwertoptimalen Führung der Stellgrößen den Vorteil, dass die Bewertung der Stellgrößenänderungen mittels Gütekriterium für die Reduzierung der Ansteuerung des Antriebsmotors bei hohen Frequenzen benutzbar ist [49].

Ziel ist es, den aktuellen und die zukünftigen Stelleingriffe  $\Delta u(k), \Delta u(k+1), \dots$  mit  $\Delta u(k) = u(k+1) - u(k)$  so zu wählen, dass ein quadratisches Gütekriterium der Form

$$\sum_{l=1}^p \|W_y [y(k+l|k) - r(k+l)]\|^2 + \sum_{l=1}^m \|W_{\Delta u} [\Delta u(k+l-1)]\|^2 \stackrel{!}{=} \min_{\Delta u(k), \Delta u(k+1), \dots} \quad (4.8)$$

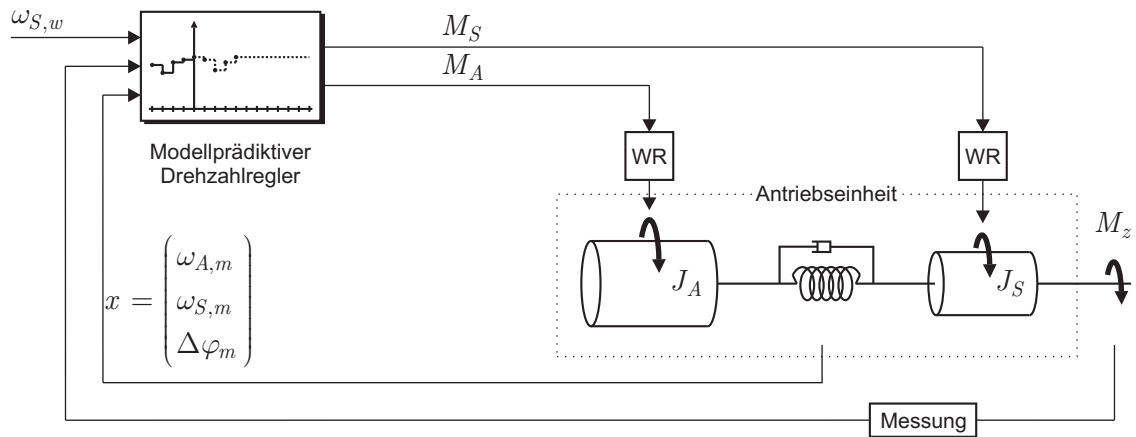
minimal wird. Dabei sind  $r$  der Sollwert und  $W_y, W_{\Delta u}$  die Gewichtungsfaktoren. Obwohl die



Vorhersage für das Modellverhalten bis zum Zeithorizont  $p$  erfolgt, wird nur die Stellgrößenänderung  $\Delta u(k)$  für den nächsten Zeitschritt verwendet und anschließend die Optimierung wiederholt. Dies erlaubt die Berücksichtigung von Störungen, erfordert aber eine erhöhte Rechenleistung. Im nächsten Regeltakt ist ein neuer Wert der Regelgröße  $y$  bekannt, der Kontrollhorizont wird um einen Takt weitergeschoben und die Rechnung wiederholt. Neben der Stellgrößenänderung kann auch der quadratische Betrag der Stellgröße in das Gütekriterium (Gl. 4.8) aufgenommen werden. Das Verfahren der MPR ist ebenfalls auf MIMO-Systeme anwendbar.

Für die Drehzahlregelung der Antriebseinheit wird die Bewertung der Stellgrößenänderungen im Gütekriterium zur Reduktion der Ansteuerung des Antriebsmotors bei hohen Frequenzen benutzt.

Die Auslegung und Optimierung des modellprädiktiven Drehzahlreglers erfolgt mit der MATLAB-Toolbox Model Predictive Control. Das für die Reglerauslegung notwendige Modell der Antriebseinheit wird in Abschnitt 4.5.1 hergeleitet.



**Bild 4.17:** Modellprädiktiver Regler zur Drehzahlregelung der Antriebseinheit

Bild 4.17 zeigt die Ein- und Ausgangssignale des Drehzahlreglers. Dabei berechnet der Regler aus dem Sollwertverlauf der Winkelgeschwindigkeit  $\omega_{S,w}(t)$  sowie den aktuellen Zuständen des Modells  $\omega_{A,m}$ ,  $\omega_{S,m}$  und  $\Delta\varphi_m$  die zukünftigen Stellgrößenverläufe für  $M_A(t)$  und  $M_S(t)$ . Die vom Prüfling und der Abtriebseinheit auf die Antriebseinheit rückwirkende Störung  $M_z$  wird durch die Drehmomentmessstelle 1 erfasst und ebenfalls vom Regler in der Stellgrößenberechnung berücksichtigt. Im Idealfall soll sich eine Störung nicht auf die Winkelgeschwindigkeit  $\omega_S$  auswirken. Dazu ist wieder auf eine gute Ausnutzung der beiden Stellgrößen zu achten. Niederfrequente Anteile der Störung müssen vom Antriebsmotor und höherfrequente Anteile vom Servomotor kompensiert werden. Ein konstantes mittleres Verspanndrehmoment wird vom Regler als Störung erkannt und muss vollständig vom Antriebsmotor aufgebracht werden. Dabei wird die Torsionswelle verspannt und der Servomotor erzeugt die Drehschwingungen. Untersuchungen mit dem MPR zeigen ein gutes Führungsverhalten. Jedoch erweist sich das Störverhalten



gelungsstruktur der Antriebseinheit in Bild 4.19 [34]. Dabei regelt der MPR nicht die Zustände der realen Regelstrecke (Antriebseinheit), sondern die Zustände eines nominalen Modells der Antriebseinheit. Das nominale Modell wird ohne Störungen betrachtet.

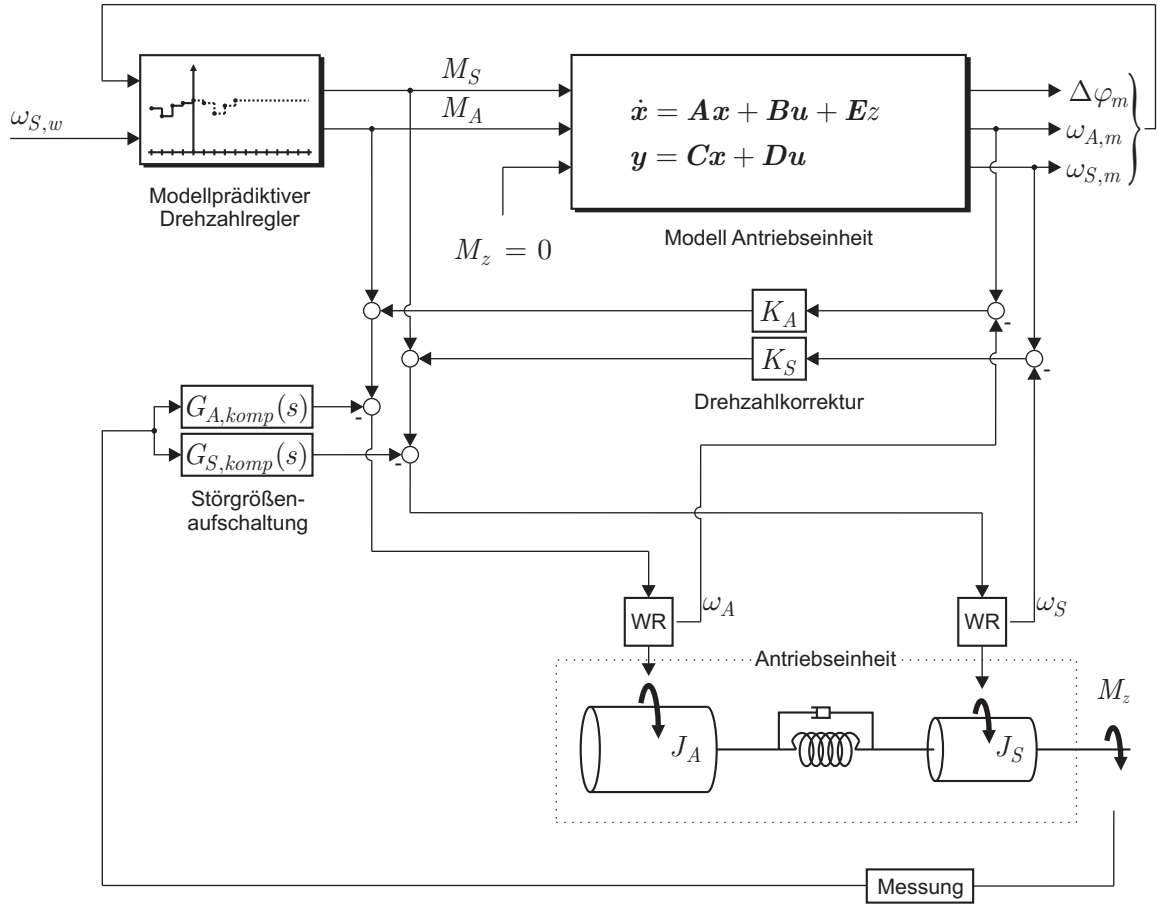


Bild 4.19: Modellprädiktiver Regler, Störgrößenaufschaltung und überlagerte Drehzahlkorrektur [34]

Die vom MPR ermittelten Stellgrößen  $M_A$  und  $M_S$  werden von den Modelleingängen abgezweigt und auf die reale Regelstrecke aufgeschaltet. Die Störgrößenaufschaltung erfolgt erst im Signalpfad nach der Abzweigung auf die Antriebseinheit. Da keine aktuellen Zustände der Antriebseinheit auf den MPR zurückgeführt werden, erkennt dieser die anliegende Störung nicht, sondern regelt auf das ungestörte nominale Modell.

Eine fehlerfreie Abbildung der Antriebseinheit in einem Modell ist nicht möglich. Um sicherzustellen, dass die Antriebseinheit den vorgegebenen Drehzahlverlauf  $\omega_{S,w}$  generiert, ist eine zusätzliche Drehzahlkorrektur integriert. Diese zusätzliche Funktion regelt die Zustände der realen Regelstrecke  $\omega_A$  und  $\omega_S$  auf die Zustände des nominalen Modells  $\omega_{A,m}$  und  $\omega_{S,m}$  und gleicht somit Modellfehler und nicht messbare Störungen der Regelstrecke aus.

Bezüglich der Antriebseinheit kann der MPR in Verbindung mit dem nominalen Modell als Steuerung bzw. Vorfilter betrachtet werden, da keine Rückführung zum MPR bzw. zum Modell besteht. Sowohl die Steuerung (MPR mit Modell) als auch die Störgrößenaufschaltung werden

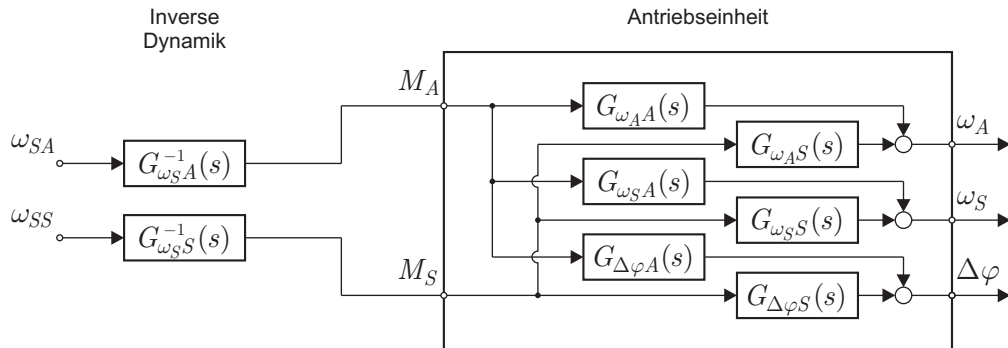
auf dem zentralen DSP berechnet. Die Drehzahlkorrektur erfolgt auf den Sub-DSPs (Bild 4.2).

Die Regelungsstruktur zur Drehzahlregelung der Antriebseinheit in Bild 4.19 weist sowohl ein gutes Führungs- als auch ein gutes Störungsverhalten auf. Jedoch wird die Forderung nach einer reduzierten Ansteuerung des Servomotors für langsame Drehzahlschwankungen vom MPR nicht erfüllt. Auch bei niederfrequenten Drehungleichförmigkeiten wird der Servomotor angesteuert. Zusätzlich benötigt die komplexe Regelungsstruktur eine zu hohe Rechenzeit auf dem zentralen DSP, so dass weitere Aufgaben der Prüfstandssteuerung reduziert bzw. die Reglertaktfrequenz herabgesetzt werden muss. Im anschließenden Abschnitt wird eine weitere Strategie zur Drehzahlgenerierung und Regelung der Antriebseinheit vorgestellt.

#### 4.5.5 Drehzahlregelung mit Vorsteuerung durch Inverse Dynamik

Aufgrund der komplexen Regelungsstruktur mit MPR und der damit einhergehenden hohen Rechenzeit sowie der Forderung nach einer reduzierten Ansteuerung des Servomotors im unteren Frequenzbereich wird eine Regelungsstruktur ohne MPR entwickelt.

Zur Steuerung der Winkelgeschwindigkeit  $\omega_S$  am Ausgang der Antriebseinheit können aus dem Sollwert  $\omega_{S,w}$  die Stellgrößen (Drehmomente des Antriebs- und des Servomotors) über die inverse Dynamik berechnet werden. Dazu wird ein inverses Modell der Regelstrecke benötigt. Das Prinzip der inversen Dynamik angewendet auf die Antriebseinheit ist in Bild 4.20 dargestellt.



**Bild 4.20:** Berechnung der Stellgrößen  $M_A$  und  $M_S$  aus der inversen Dynamik

Das Übertragungsverhalten der Stellgröße  $M_A$  auf die Regelgröße  $\omega_S$  wird durch

$$G_{\omega_{SA}}(s) = \frac{\omega_S(s)}{M_A(s)} = \frac{d_D s + c_D}{J_A J_S s^3 + (J_A + J_S) d_D s^2 + (2d_D + J_A c_D + J_S c_D) s} \quad (4.9)$$

beschrieben. Für den Einfluss der Stellgröße  $M_S$  auf  $\omega_S$  gilt

$$G_{\omega_{SS}}(s) = \frac{\omega_S(s)}{M_S(s)} = \frac{J_A s^2 + d_D s + c_D}{J_A J_S s^3 + (J_A + J_S) d_D s^2 + (2d_D + J_A c_D + J_S c_D) s}. \quad (4.10)$$

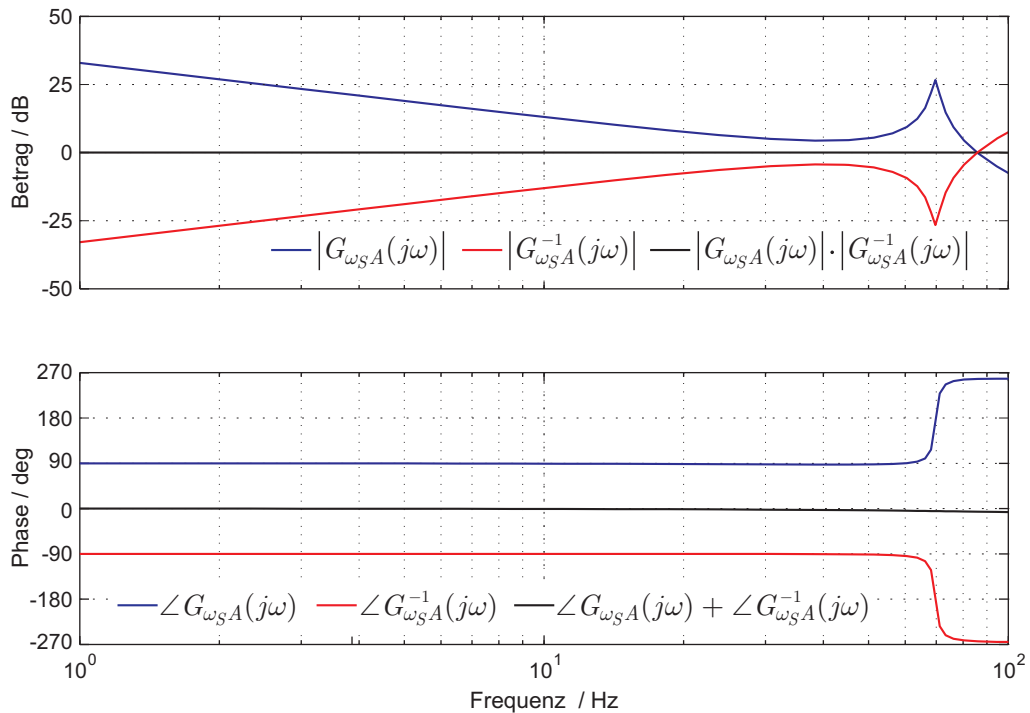
Die äußeren Dämpfungen  $d_A$  und  $d_S$  werden vernachlässigt.

Eine vollständige Invertierung des Modells ist nicht notwendig. Die Regelstrecke der Antriebseinheit hat zwei Eingänge und einen Ausgang; somit existieren zur Beeinflussung des Ausgangs zwei Übertragungsfunktionen. Der Einfluss von Störungen wird zunächst nicht betrachtet. Werden die Signalflussrichtungen bzgl. Ein- und Ausgänge umgekehrt, können für einen gewünschten Drehzahlverlauf  $\omega_{S,w}$  am Ausgang die dafür notwendigen Stellgrößen berechnet werden. Durch Bildung der inversen Übertragungsfunktionen können die notwendigen Stellgrößenverläufe ermittelt werden [25]. Im vorliegenden Fall werden die inversen Übertragungsfunktionen

$$G_{\omega_{SA}}^{-1}(s) = \frac{M_A(s)}{\omega_{SA}(s)} = \frac{1}{(1 + 0.001s)^2 G_{\omega_{SA}}(s)} \quad (4.11)$$

$$G_{\omega_{SS}}^{-1}(s) = \frac{M_S(s)}{\omega_{SS}(s)} = \frac{1}{(1 + 0.001s) G_{\omega_{SS}}(s)} \quad (4.12)$$

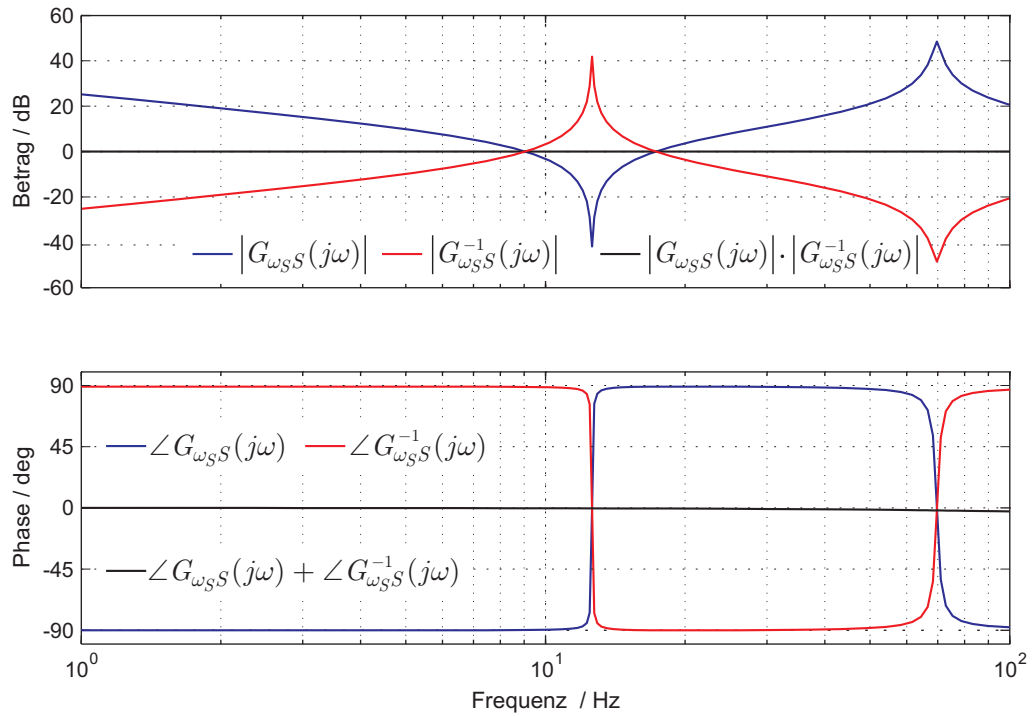
benötigt. Dabei beschreiben  $\omega_{SA}$  den Anteil der Winkelgeschwindigkeit  $\omega_S$ , welcher vom Antriebsmotor erzeugt wird und  $\omega_{SS}$  der Anteil des Servomotors. Der Zählergrad ist bei der jeweiligen inversen Übertragungsfunktion jedoch höher als der Nennergrad. Zur technischen Realisierung der inversen Dynamik müssen  $G_{\omega_{SA}}^{-1}(s)$  zwei parasitäre Pole und  $G_{\omega_{SS}}^{-1}(s)$  ein parasitärer Pol zugefügt werden [26]. Die Pole sind hochfrequent und beeinflussen die Signalverarbeitung im Anregungsfrequenzbereich der Antriebseinheit von 0 Hz – 100 Hz nicht. Die Tiefpasswirkung der zusätzlichen Pole verringert hochfrequente Signalanteile der Eingangssignale.



**Bild 4.21:** Frequenzgänge der Übertragungsfunktion des Antriebsmotors  $G_{\omega_{SA}}(j\omega)$  und der inversen Übertragungsfunktion  $G_{\omega_{SA}}^{-1}(j\omega)$

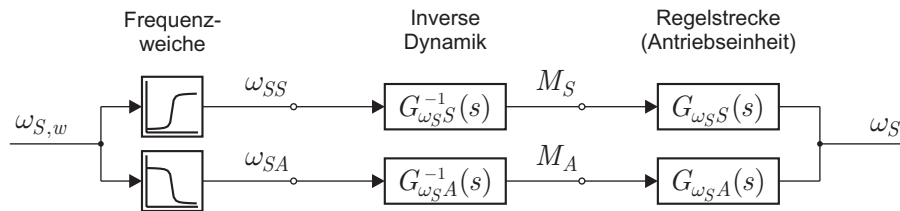
In Bild 4.21 sind die Frequenzgänge der Streckenübertragungsfunktion  $G_{\omega_{SA}}(s)$  und der inversen Streckenübertragungsfunktion  $G_{\omega_{SA}}^{-1}(s)$  dargestellt. Durch die Invertierung erfolgt eine

Frequenzgangkorrektur. Das Produkt  $G_{\omega_{SS}}(s) \cdot G_{\omega_{SA}}^{-1}(s)$  ergibt einen konstanten Frequenzgang auf der 0 dB-Linie bzw.  $0^\circ$ -Linie. Die entsprechende Frequenzgangkorrektur für die Übertragung des Servomotors auf die Drehzahl der Antriebseinheit ist in Bild 4.22 dargestellt.



**Bild 4.22:** Frequenzgänge der Übertragungsfunktion des Servomotors  $G_{\omega_{SS}}(j\omega)$  und der inversen Übertragungsfunktion  $G_{\omega_{SS}}^{-1}(j\omega)$

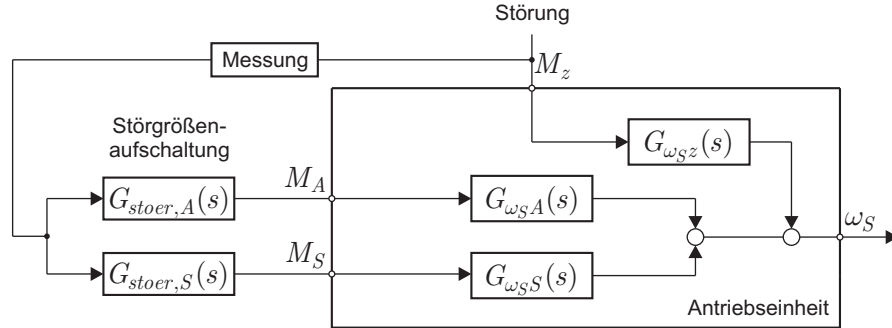
Die Berechnung der inversen Übertragungsfunktionen basiert auf einem Streckenmodell mit Parameterunsicherheiten. Um die Ansteuerung der Motoren in der Resonanzstelle stärker zu reduzieren, wird vor der Invertierung des Modells die Dämpfung um 10 % reduziert.



**Bild 4.23:** Zerlegung des Drehzahlsollwerts  $\omega_{S,w}$  in nieder- und hochfrequente Bestandteile mit einer Frequenzweiche

Die Eingangssignale  $\omega_{SA}$  und  $\omega_{SS}$  der inversen Dynamik werden über eine Frequenzweiche aus dem Sollwert der Drehzahl  $\omega_{S,w}$  generiert (Bild 4.23). Die Frequenzweiche umfasst einen Tief- und Hochpassfilter mit jeweils einer Grenzfrequenz von 20 Hz. Dadurch werden die Anforderungen zur hochfrequenten Ansteuerung des Servomotors und zur niederfrequenten Ansteuerung des Antriebsmotors erfüllt. Eine frequenzabhängige Ansteuerung zweier Stellgrößen wird auch beispielsweise zur optimalen Steuerung/Regelung eines elektro-pneumatischen Hybridantriebs verwendet [80].

Die Kompensation einer Störung  $M_z$  erfolgt wie bei der MPR über eine Störgrößenaufschaltung [38, 95]. Dazu wird zunächst die Störung  $M_z$  am Ausgang der Antriebseinheit (Drehmomentmessstelle 1) gemessen und über  $G_{stoer,A}(s)$  bzw.  $G_{stoer,S}(s)$  dynamisch auf die Stellgrößen  $M_A$  und  $M_S$  aufgeschaltet.



**Bild 4.24:** Messung und Ausschaltung von Störungen auf die Stellgrößen  $M_A$  und  $M_S$

Bild 4.24 zeigt die Übertragungswege der Stellgrößen  $M_A$ ,  $M_S$  sowie der Störgröße  $M_z$  auf die Regelgröße  $\omega_S$ . Das Störübertragungsverhalten wird mit  $G_{\omega_S z}(s) = \frac{\omega_S(s)}{M_z(s)}$  beschrieben. Da die Rotorwelle des Servomotors und das Wellenstück bis zur Drehmomentmessstelle 1 (Bild 4.10) als starr betrachtet wird, greift das Stördrehmoment am gleichen Systempunkt in die Antriebseinheit ein wie das Stellmoment  $M_S$  des Servomotors. Daher gilt

$$G_{\omega_S z}(s) = G_{\omega_S S}(s). \quad (4.13)$$

Die Winkelgeschwindigkeit  $\omega_S$  wird in gleicher Weise von  $M_S$  und  $M_z$  beeinflusst. Zur vollständigen Beseitigung der Störung mit dem Antriebsmotor gilt für dessen Kompensationsglied (das Übertragungsverhalten der Drehmomentmessstelle wird vernachlässigt)

$$G_{stoer,A}(s) = -(G_{\omega_S A}(s))^{-1} G_{\omega_S z}(s) = -\frac{J_A s^2 + d_D s + c_D}{d_D s + c_D}. \quad (4.14)$$

Zur technischen Realisierung der Störgrößenaufschaltung  $G_{stoer,A}(s)$  auf den Antriebsmotor  $G_{stoer,A}(s)$  ist ein zusätzlicher Pol hinzuzufügen. Dieser wirkt als Tiefpass mit einer Grenzfrequenz von 20 Hz, damit der Antriebsmotor lediglich das stationäre Stördrehmoment der Antriebseinheit und niederfrequente Störungen kompensiert.

Für die Störgrößenaufschaltung auf den Servomotor ergibt sich unter Verwendung von Gln. 4.13 folgende Übertragungsfunktion:

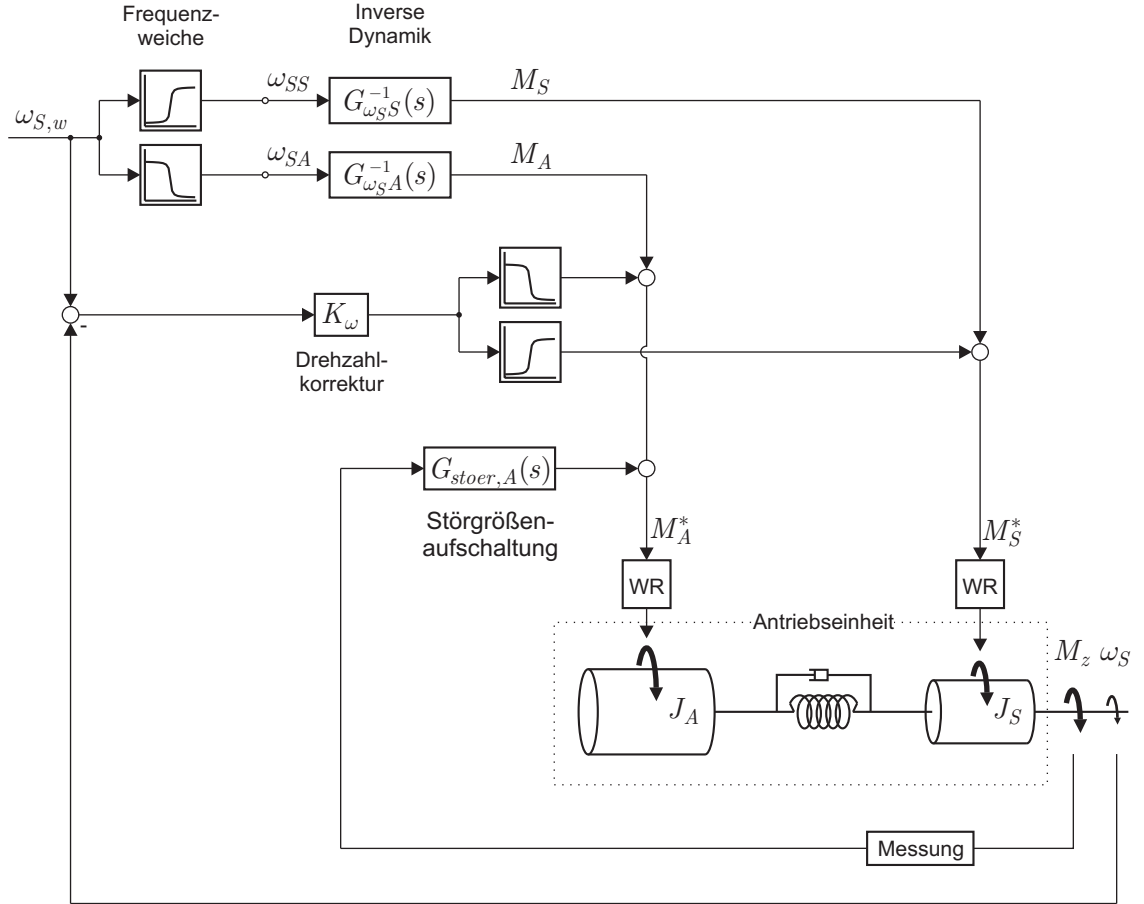
$$G_{stoer,S}(s) = -(G_{\omega_S S}(s))^{-1} G_{\omega_S z}(s) = -1 \quad (4.15)$$

Da der Servomotor lediglich die höherfrequenten Störanteile kompensieren soll, wird zusätzlich ein Hochpassfilter verwendet. Durch die dynamische Störgrößenaufschaltung wird der Einfluss

des Stördrehmoments  $M_z$  auf die Ausgangsdrehzahl der Antriebseinheit kompensiert:

$$G_z(s) = \frac{\omega_S(s)}{M_z(s)} = G_{\omega_S z}(s) - G_{\omega_S A}(s) \cdot G_{A,komp}(s) - G_{\omega_S S}(s) \cdot G_{S,komp}(s) \approx 0 \quad (4.16)$$

Die Drehmomentmessstelle 1 erfasst zwar das stationäre Drehmoment und die Wechseldrehmomente, jedoch sind die Signale gestört. Eine direkte Aufschaltung des hochfrequenten Stördrehmoments auf den Servomotor führt zu starken Stellbewegungen und belastet den Motor. Eine Störgrößenaufschaltung auf den Servomotor wird deshalb nicht verwendet.



**Bild 4.25:** Vorsteuerung durch Inverse Dynamik mit Drehzahlkorrektur und Störgrößenaufschaltung auf den Antriebsmotor

Bei Verwendung der inversen Dynamik zur Drehzahlgenerierung der Antriebseinheit ergibt sich die Topologie in Bild 4.25. Ähnlich der MPR in Bild 4.19 wirkt die inverse Dynamik als Vorsteuerung bzw. Vorfilter für die Regelung der Antriebseinheit. Die eigentliche Regelung (Drehzahlkorrektur) dient lediglich der Kompensation von Modellfehlereinflüssen. Wobei im Gegensatz zur Lösung mit MPR hier nicht die realen Zustände auf die Zustände eines nominalen Modells geregelt werden, sondern die Regelgröße  $\omega_S$  direkt auf den Sollwert  $\omega_{S,w}$  geregelt wird. Über eine weitere Frequenzweiche wird die Drehzahlkorrektur frequenzoptimal auf die beiden Stellgrößen verteilt.



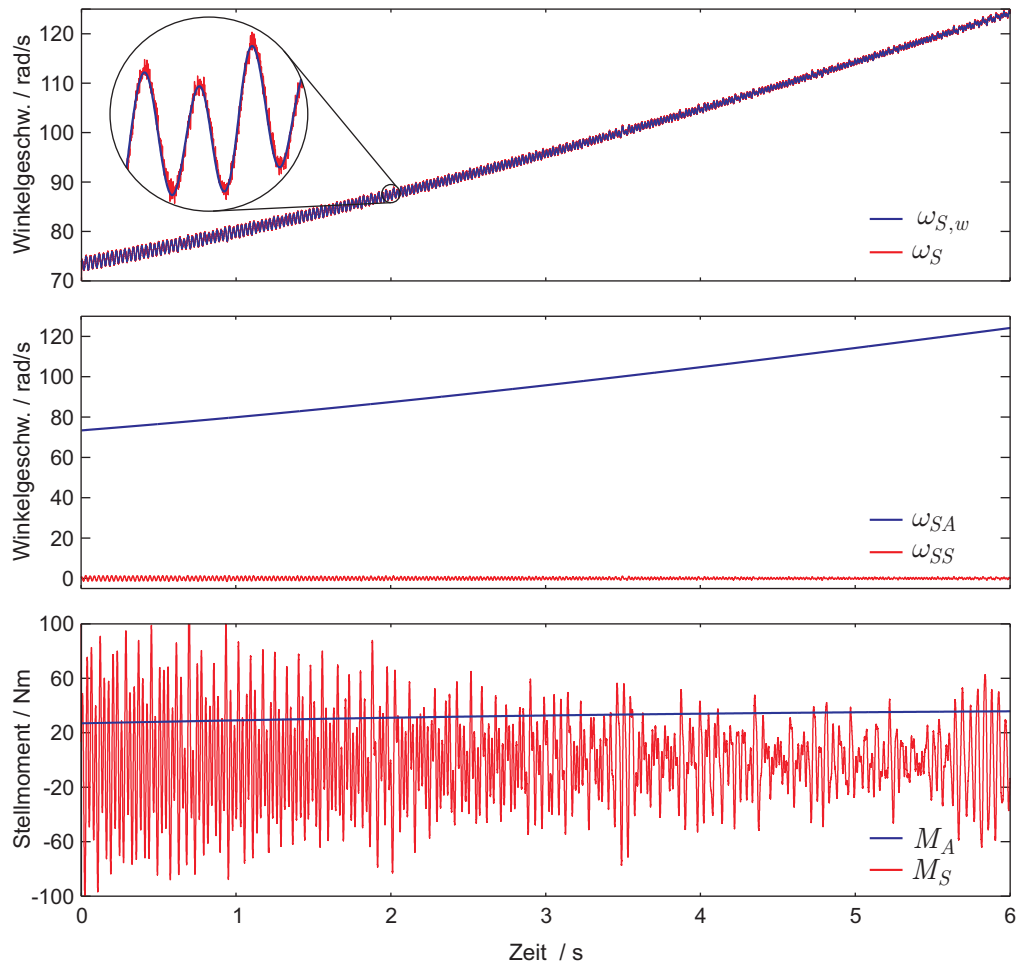
Da vor einem Prüfstandsversuch der Sollwertverlauf  $\omega_{S,w}(t)$  aus Messungen oder Simulationen bekannt ist, kann die inverse Dynamik vorab ermittelt und die Stellgrößenverläufe  $M_A(t)$  und  $M_S(t)$  offline berechnet werden. Das hat neben der Rechenzeiterparnis für den zentralen DSP den Vorteil, dass die ungewünschte Phasenverschiebung, verursacht durch die Frequenzweiche, korrigiert werden kann. Bei der Offline-Vorfilterung können die Filter in der Frequenzweiche deutlich höhere Steilheiten bei der Grenzfrequenz aufweisen als bei der Berechnung während des Prüfstandsbetriebs (online). Die Phasenverschiebung kann durch Vorwärts/Rückwärts-Filterung vermieden werden. Somit gelingt eine scharfe Abgrenzung der Frequenzbereiche mit geringer Überlappung. Des Weiteren kann bei der Offline-Berechnung überprüft werden, ob die Stellgrößenverläufe Begrenzungen überschreiten bzw. wie viel Stellenergie zur Störungskompensation zur Verfügung steht. Das betrifft vor allem den Antriebsmotor bei der Erzeugung eines mittleren Verspanndrehmoments gegen die Abtriebseinheit.

Während der eigentlichen Prüfstandsversuche befinden sich die zeitlichen Verläufe von  $\omega_{S,w}(t)$ ,  $M_A(t)$  sowie  $M_S(t)$  im Speicher des zentralen DSPs und werden im Systemtakt schrittweise der Antriebseinheit aufgeschaltet. Die aktuelle Drehzahl  $\omega_S$  wird während des Betriebs mit dem aktuellen Sollwert  $\omega_{S,w}$  ebenfalls schrittweise verglichen und auftretende Abweichungen ausgeglichen.

Die Wirkungsweise der Drehschwingungserzeugung mit der Antriebseinheit unter Verwendung der inversen Dynamik, Drehzahlkorrektur und Störgrößenaufschaltung wird an einem Prüfstandsversuch erläutert. In Bild 4.26 ist ein am Prüfstand durchgeführter, verbrennungsmotorischer Hochlaufversuch dargestellt. Für den Versuch wird der Sollwertverlauf der Winkelgeschwindigkeit  $\omega_{S,w}(t)$  durch die Frequenzweiche in einen niederfrequenten und einen hochfrequenten Anteil zerlegt ( $\omega_{SA}(t)$  und  $\omega_{SS}(t)$ ). Durch Verwendung der inversen Dynamik ergeben sich die zeitlichen Stellgrößenverläufe  $M_A(t)$  und  $M_S(t)$ . Die Signalverarbeitung bis zur Berechnung von  $M_A(t)$  und  $M_S(t)$  erfolgt offline vor dem Prüfstandsversuch. Während des eigentlichen Prüfstandsversuchs befinden sich die Datenspurten  $\omega_{S,w}(t)$ ,  $M_A(t)$  und  $M_S(t)$  im Speicher des zentralen DSPs und werden im Reglertakt punktweise den Wechselrichtern übergeben.

Der sich einstellende Drehzahlverlauf  $\omega_S(t)$  am Ausgang der Antriebseinheit wird gemessen und in Bild 4.26 zum Vergleich mit dem Sollwertverlauf  $\omega_{S,w}(t)$  dargestellt. Auftretende Abweichungen durch Modellfehler werden durch den überlagerten Drehzahlregler korrigiert.

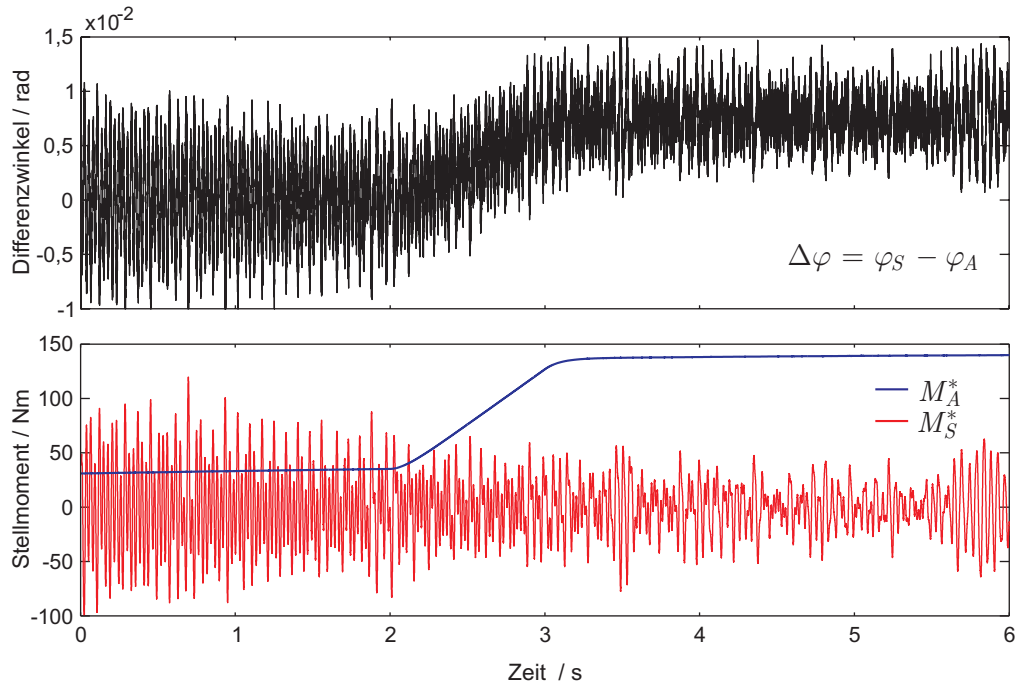
Wie bereits erwähnt werden auftretende Störungen durch die Drehmomentmessung erfasst und über die Störgrößenaufschaltung kompensiert. Während des Hochlaufversuchs ist die Antriebseinheit über ein Getriebe mit der Abtriebseinheit des Prüfstands starr verbunden. Zu Beginn des Hochlaufvorgangs wird der Abtriebsmotor nur mitgeschleppt; ab dem Zeitpunkt 2 s wird der drehmomentgeregelten Abtriebseinheit ein konstantes Verspanndrehmoment von 100 Nm aufgeschaltet. Die Reaktion der Antriebseinheit auf die Störung ist in Bild 4.27 verdeutlicht.



**Bild 4.26:** Verbrennungsmotorischer Hochlaufvorgang der Antriebseinheit mit Verwendung der inversen Dynamik

Das durch die Störgrößenaufschaltung korrigierte Stellsignal  $M_A^*$  (Bild 4.25) zeigt zunächst einen quasikonstanten Verlauf zur Beschleunigung des Prüfstands. Das Stellsignal  $M_S^*$  repräsentiert das Wechseldrehmoment um die Nulllage zur Erzeugung der Drehschwingungen mit dem Servomotor. Zum Eintrittszeitpunkt der Störung (Verspanndrehmoment) erhöht die Stellgrößenaufschaltung das Stellmoment des Antriebsmotors; das Stellsignal für den Servomotor wird nicht beeinflusst.

Der zeitliche Verlauf von  $M_A^*(t)$  zeigt einen sprunghfreien Übergang zur Erhöhung des Drehmoments. Dieser Effekt wird durch eine Steilheitsbegrenzung bei der Drehmomentaufschaltung des Abtriebsmotors erreicht (s. Abschnitt 4.6.4, S. 78). Das Drehmoment wird von der Abtriebseinheit langsam eingeprägt und der Prüfstand somit sprunghfrei verspannt. Bild 4.27 zeigt mit dem Verlauf des Differenzverdrehwinkels  $\Delta\varphi$  die Verdrillung der Torsionswelle zwischen Antriebs- und Servomotor. Antriebs- und Abtriebsmotor verspannen sich gegeneinander und die Prüfstandskomponenten dazwischen führen überlagert die Drehschwingungen aus.



**Bild 4.27:** Verhalten der Torsionswelle und der Stellmomente von Antriebs- und Servomotor bei einer Störung

Die Drehzahlregelung der Antriebseinheit mit inverser Dynamik zeichnet sich gegenüber der modellprädiktiven Drehzahlregelung aus Abschnitt 4.5.4 durch eine einfachere Auslegung des Reglers und einer einfacheren Implementierung in das Steuerungsprogramm auf dem zentralen DSP aus. Für die Prüfstandsversuche im weiteren Verlauf dieser Arbeit wird die Drehzahlregelung mit inverser Dynamik verwendet.

#### 4.5.6 Einfluss von Getriebeleose auf die Prüfstandsregelung

Die als Prüfling verwendeten Zahnradgetriebe weisen Nichtlinearitäten in Form von Lose (Verdrehflanken- und Axialspiel) auf. Das Übertragungsverhalten von Lose kann durch eine Hysterese-Kennlinie beschrieben werden. Bei Umkehr der Bewegungsrichtung wird zunächst das Spiel durchlaufen, bis eine Kraftübertragung erfolgt. Ist die Lose mit einer Feder kombiniert, liegt das Loseelement je nach Federkrafttrichtung an eine der Zahnflanken an. Es ergibt sich eine Kennlinie mit einer sog. „toten Zone“. Wird dieses nichtlineare Element mit einer harmonischen Schwingung angeregt, stellt sich am Ausgang ein Signal ein, welches in eine Grundschiwingung und höhere Harmonische zerlegt werden kann. An das Getriebe angekoppelte quasilineare Übertragungselemente (Torsionswellen) haben stets ein Verzögerungsverhalten und bedämpfen die höheren Harmonischen stärker als die Grundschiwingung [93]. Aufgrund der linearisierenden Wirkung der Torsionswellen und des geringeren Verdrehflanken- bzw. Axialspiels kann der Einfluss der Nichtlinearität auf die Regler vernachlässigt werden.

#### 4.5.7 Drehzahlregelung für Untersuchungen an Drehschwingungstilgern

Mit den Methoden zur Drehzahlregelung der Antriebseinheit in den Abschnitten zuvor wird eine Einprägung der Drehzahl auf die Prüflingseingangswelle angestrebt. Der mittlere Drehzahlverlauf sowie die Drehschwingungen werden geregelt und somit gewünschte Drehungleichförmigkeiten eingestellt. Diese Methode der vollständig eingepprägten Drehzahl kann für Untersuchungen an sämtlichen Antriebskomponenten verwendet werden, ausgenommen sind Vorrichtungen zur Schwingungstilgung.

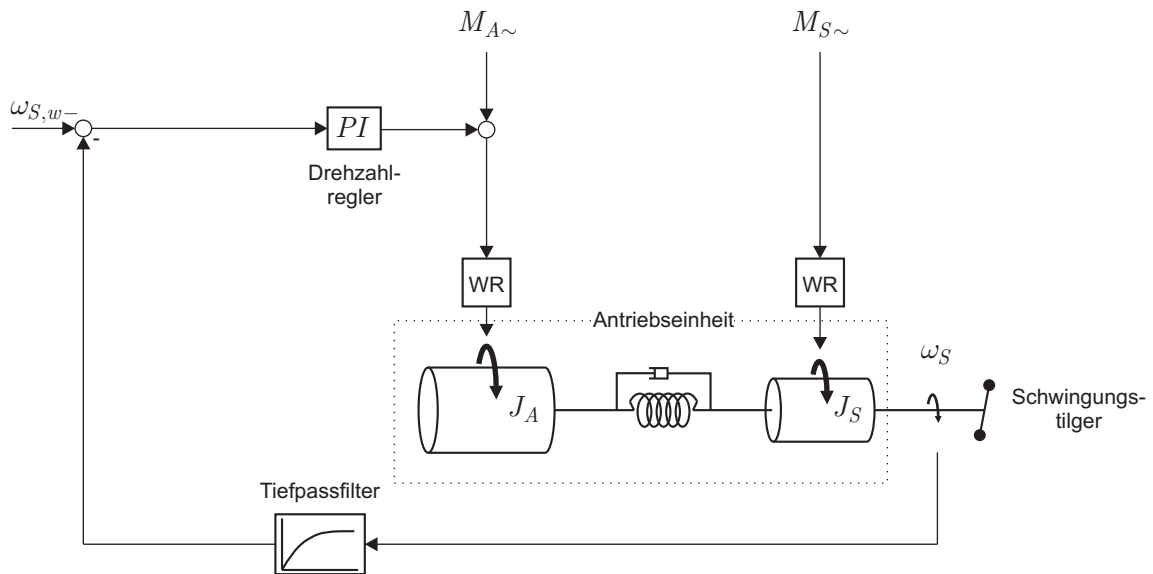
Die experimentelle Untersuchung von im Fahrzeugantriebsstrang eingesetzten Schwingungstilgern sollte aber möglich sein. Im Gegensatz zum Zweimassenschwungrad zur Reduzierung von Drehschwingungen durch Schwingungsisolation basiert das Funktionsprinzip eines Schwingungstilgers auf einer Interaktion mit der schwingungsanregenden Komponente, im Fall des Fahrzeugs den rotierenden Massen des Verbrennungsmotors. Durch das Prinzip der „Gegenschwingmasse“ entzieht der Schwingungstilger bei einer bestimmten Frequenz (Tilgerfrequenz) der Struktur Schwingungsenergie. Ein Tilger beeinflusst somit die Bewegung der schwingenden Komponente. Schwingungstilger können passiv, semiaktiv, aktiv oder drehzahladaptiv (Tilgerfrequenz ist abhängig von der Drehzahl) sein.

Soll ein Drehschwingungstilger auf seine Tilgungseigenschaften am Prüfstand untersucht werden, dürfen die Drehschwingungen durch die Antriebseinheit nicht eingepragt, d. h. nicht geregelt werden. Andernfalls würden die durch den Tilger verursachte Reduzierung der Drehschwingungsamplitude zu einer Regelabweichung gegenüber der Sollwertvorgabe und somit zu einer steigenden Ansteuerung der Antriebsmotoren führen. Die Antriebseinheit arbeitet in diesem Fall gegen den Tilger und versucht durch Erhöhung der Wechseldrehmomente die Drehschwingungen beizubehalten.

Die in Bild 4.28 dargestellte Regelung der Antriebseinheit ermöglicht die Untersuchungen an Drehschwingungstilgern. Dabei wird vom Drehzahlregler lediglich die mittlere Drehzahl  $\omega_{S,w}$  geregelt, während die Drehschwingungen durch die Wechseldrehmomente  $M_{A\sim}$  und  $M_{S\sim}$  gesteuert werden. Die Wechseldrehmomente bewirken Drehschwingungen in der Winkelgeschwindigkeit  $\omega_S$  am Ausgang der Antriebseinheit und wirken für den Regler als Störung. Damit vom Regler keine Stellbewegungen zur Kompensation dieser Drehschwingungen ausgeführt werden, müssen die Drehschwingungen durch einen Tiefpassfilter im Rückführzweig von der Drehzahlregelung entkoppelt werden [101].

Durch das Tiefpassfilter im Rückführzweig der Drehzahlregelung wirkt die Regelstrecke für den Regler fälschlicherweise träger als sie ist. Da eine Regelgrößenänderung (Drehzahl) zeitverzögert zum Regler gelangt, erhöht der Regler den Stelleingriff und beschleunigt die Antriebseinheit weiter. Um diesen Fehleingriff des Reglers zu unterbinden, müssen am PI-Regler der Propor-

tionalanteil verringert und die Nachstellzeit erhöht werden. Zusätzlich muss die Sollwertänderungsgeschwindigkeit begrenzt werden.

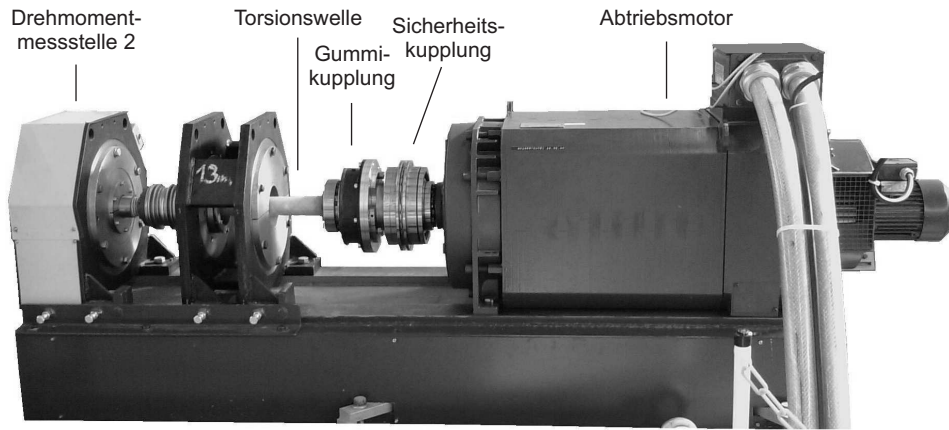


**Bild 4.28:** Modifizierte Regelung der Antriebseinheit zur Schwingungsanregung von Drehschwingungstilgern

Durch die Möglichkeit, die mittlere Drehzahl der Antriebseinheit  $\omega_{S-}$  zu regeln, können Fliehkraftpendel untersucht werden. Die Stellgrößen  $M_{A\sim}$  und  $M_{S\sim}$  können unter Verwendung der Vorsteuerung aus Abschnitt 4.5.5 berechnet werden.

## 4.6 Drehmomentgeregelte Abtriebseinheit

Die Abtriebseinheit des Prüfstands umfasst sämtliche Komponenten, die sich an den Ausgang des Prüflings anschließen. Im Sinne eines HIL-Prüfstands werden dem eigentlichen Prüfling keine weiteren Fahrzeugantriebskomponenten nachgeschaltet; diese Komponenten werden ausschließlich nachgebildet bzw. simuliert (vgl. Bild 2.8 c). In Bild 4.29 ist die Abtriebseinheit mit ihren Komponenten dargestellt. Wie auf der Antriebsseite des Prüfstands kommt auch auf der Abtriebsseite eine elektrische Maschine in Kombination mit einer Torsionswelle zum Einsatz. Die physikalischen Gegebenheiten dieser Anordnung müssen näherungsweise dem realen Antriebsstrang eines Fahrzeugs entsprechen. Da die Bandbreite der Antriebsstrangsysteme hinsichtlich Parameter und Struktur groß ist, können nicht alle Varianten mit einem Aufbau abgedeckt werden. Durch elektrische Eingriffe am Abtriebsmotor können diese in Grenzen nachgebildet werden (s. Abschnitt 4.6.2, S. 75).



**Bild 4.29:** Drehmomentmessstelle 2, Torsionswelle, Gummikupplung, Sicherheitskupplung und der Abtriebsmotor bilden die Abtriebseinheit

### 4.6.1 Simulation der Fahrwiderstände

Dem Zugkraftangebot eines Fahrzeugs stehen unterschiedliche Fahrwiderstände gegenüber. Die tangential am Reifenumfang wirkende Widerstandskraft setzt sich dabei aus vier Anteilen zusammen [29]. Der Schlupfwiderstand sowie der durch die Rotation der Reifen verursachte Luftwiderstand werden vernachlässigt.

$$\begin{aligned}
 F_W = & \underbrace{\rho_{Luft}/2 \cdot C_W \cdot A_{Fz} \cdot v^2}_{F_{Luft}} + \underbrace{m_{Fz} \cdot g \cdot C_{Roll} \cdot \cos \gamma_{Steig}}_{F_{Roll}} \\
 & + \underbrace{m_{Fz} \cdot g \cdot \sin \gamma_{Steig}}_{F_{Steig.}} + \underbrace{e \cdot m_{Fz} \cdot a}_{F_{Beschl}}
 \end{aligned} \tag{4.17}$$

Der Luftwiderstand  $F_{Luft}$  steigt quadratisch mit der Fahrgeschwindigkeit und ist abhängig von der Form des Fahrzeugs und der Luftdichte. Der Rollwiderstand  $F_{Roll}$  entsteht durch die elastische Verformung von Reifen und Fahrbahn an der Kontaktstelle. Die Verformung hat ihre Ursache im Gewicht des Fahrzeugs und in den elastischen Eigenschaften von Fahrbahn und Reifen. Beim Befahren einer Steigung muss das Fahrzeug den Steigungswiderstand  $F_{Steig}$  überwinden. Bei Gefälle ist der Steigungswiderstand negativ. Der Beschleunigungswiderstand  $F_{Beschl}$  tritt auf, wenn das Fahrzeug seine Geschwindigkeit ändert. Eine Verzögerung ist als negative Beschleunigung einzusetzen. Dabei wirken die Trägheitsmomente der Antriebskomponenten (Schaltgetriebe, Gelenkwelle, Achsgetriebe, Räder) und das reduzierte Trägheitsmoment der Fahrzeugkarosserie gegen die Beschleunigung bzw. Verzögerung.

Die Abtriebseinheit des Prüfstands ist drehmomentgeregelt und simuliert die Widerstände am Getriebeausgang durch Verspannen des Getriebes gegen die Antriebseinheit. Das von der Abtriebseinheit aufzubringende und an der Getriebeausgangswelle wirkende Drehmoment ergibt sich aus dem folgenden Zusammenhang.

$$M_{last} = \frac{r_{Rad}}{i_{achs}} \cdot (F_{Luft} + F_{Roll} + F_{Steig} + F_{Beschl}) \quad (4.18)$$

Je nachdem welches Fahrzeug, welche Umgebung und welches Fahrzenario (Bergfahrt, Beschleunigung) simuliert werden soll, müssen die Parameter ( $\rho_{Luft}$ ,  $A_{Fz}$ ,  $C_W$ ,  $\gamma_{Steig}$ ,  $C_{Roll}$ ,  $r_{Rad}$ ,  $i_{Achs}$  und  $m_{Fz}$ ) festgelegt werden. Das Drehmoment zur Verspannung der Gesamtanlage setzt sich aus einem konstanten Anteil sowie aus einem geschwindigkeits- und einem beschleunigungsabhängigen Anteil zusammen.

$$M_{last} = M_{konst} + M_v(v) + M_a(a) \quad (4.19)$$

Das konstante Widerstandsmoment umfasst den Roll- und Steigungswiderstand und wirkt, sobald  $M_{Antr} \geq M_{konst}/i_G$  gilt. Andernfalls würde der Abtrieb den Prüfstand mit entgegengesetzter Drehrichtung hochtreiben. Durch Variation der Geländesteigung  $\gamma_{Steig}$  kann der Konstantanteil während der Laufzeit beeinflusst werden.

Der frontal auf die Fahrzeugsilhouette wirkende Luftwiderstand wird durch den geschwindigkeitsabhängigen Drehmomentanteil berücksichtigt. Dazu ist die Prüfstandsrehzahl an der Abtriebseinheit zu messen und in eine äquivalente Fahrzeuggeschwindigkeit umzurechnen. Es gilt:

$$M_v(v) = \frac{r_{Rad}}{i_{Achs}} \cdot \frac{\rho_{Luft}}{2} \cdot A_{Fz} \cdot C_W \cdot v^2 \quad (4.20)$$

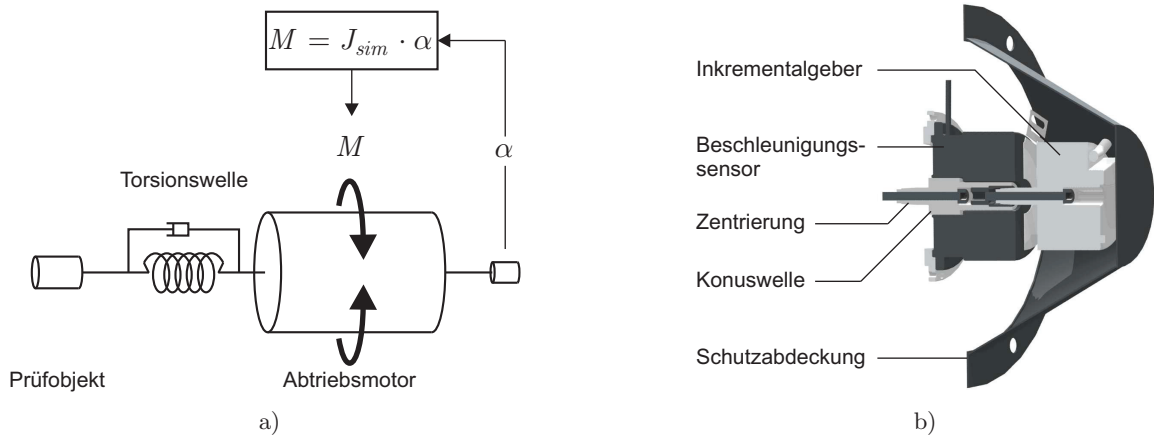
$$v = \frac{n_{Abtr} \cdot 2\pi \cdot r_{Rad}}{60 \cdot i_{Achs}} \quad (4.21)$$

Der Beschleunigungswiderstand bzw. der beschleunigungsproportionale Drehmomentanteil bedarf besonderer Betrachtung und wird im folgenden Abschnitt hergeleitet.

### 4.6.2 Simulation von Trägheitsmomenten

Der im Abschnitt 4.6.1 genannte Beschleunigungswiderstand wird durch das Trägheitsmoment des Fahrzeugantriebsstrangs und durch die Masse des Fahrzeugs hervorgerufen und wirkt nur wenn das Fahrzeug beschleunigt bzw. verzögert wird. Die Abtriebsseite des Prüfstands hat durch den Rotor des Abtriebsmotors und der Sicherheitskupplung ein Trägheitsmoment von  $2,3 \text{ kgm}^2$ . Aufgrund der hohen Fahrzeugmasse liegt die Trägheit eines Fahrzeugs deutlich über diesem Wert. Zur Nachbildung einer realistischen Fahrzeugträgheit besteht die Möglichkeit, durch eine zusätzliche Schwungmasse die Massenträgheit des Abtriebs zu erhöhen. Neben einem aufwendigen Prüfstandsumbau ist die Unflexibilität als nachteilig anzusehen. Die Trägheit ist bei dieser Variante fest, d. h. sie muss bei der Simulation von anderen Fahrzeugen durch Umbau angepasst werden.

Im vorliegenden Fall bietet sich die Simulation von Trägheitsmomenten an (Bild 4.30 a). In der Literatur [42] sind Umsetzungen einer Schwungmassensimulation mit elektrischen Maschinen beschrieben. Durch Aufschaltung eines beschleunigungsproportionalen Drehmomentanteils auf die Abtriebseinheit kann entweder die Trägheit des Prüfstandsabtriebs erhöht oder die physikalische Eigenträgheit  $J_{Abtr}$  verringert bzw. vollständig kompensiert werden.



**Bild 4.30:** a) Prinzip der Schwungmassennachbildung; b) Ferrarissensor und Inkrementalgeber auf einer verlängerten Geberwelle zur Erfassung der Winkelbeschleunigung und des Drehwinkels

Wie in Gl. 4.17 dargestellt berechnet sich der Beschleunigungswiderstand aus:

$$F_a = e \cdot m_{Fz} \cdot a \quad (4.22)$$

$$e = 1 + \frac{J_{Rad} + i_{Achs}^2 \cdot J_{GW} + i_{Achs}^2 \cdot i_G^2 \cdot J_{VM}}{m_{Fz}} \quad (4.23)$$

Da das Fahrzeug ab der Getriebeausgangswelle simuliert wird, muss der am Randumfang wirkende Beschleunigungswiderstand in ein entsprechendes Widerstandsmoment der Gelenkwelle umgerechnet werden. Ebenso wird die Fahrzeugbeschleunigung  $a$  in die äquivalente Winkelbe-



schleunigung der Gelenkwelle überführt. Somit ergibt sich an der Gelenkwelle des Fahrzeugs folgendes Widerstandsmoment.

$$M_a(\alpha) = \underbrace{\left( \frac{m_{Fz} \cdot r_{Rad}^2}{i_{Ach}^2} + \frac{J_{Rad}}{i_{Ach}^2} + J_{GW} + i_G^2 \cdot J_{VM} \right)}_{J_{sim}} \cdot \alpha \quad (4.24)$$

Am Prüfstand ist zu beachten, dass die Rotorträgheit der Abtriebseinheit ständig wirkt und von der zu simulierenden Trägheit subtrahiert werden muss.

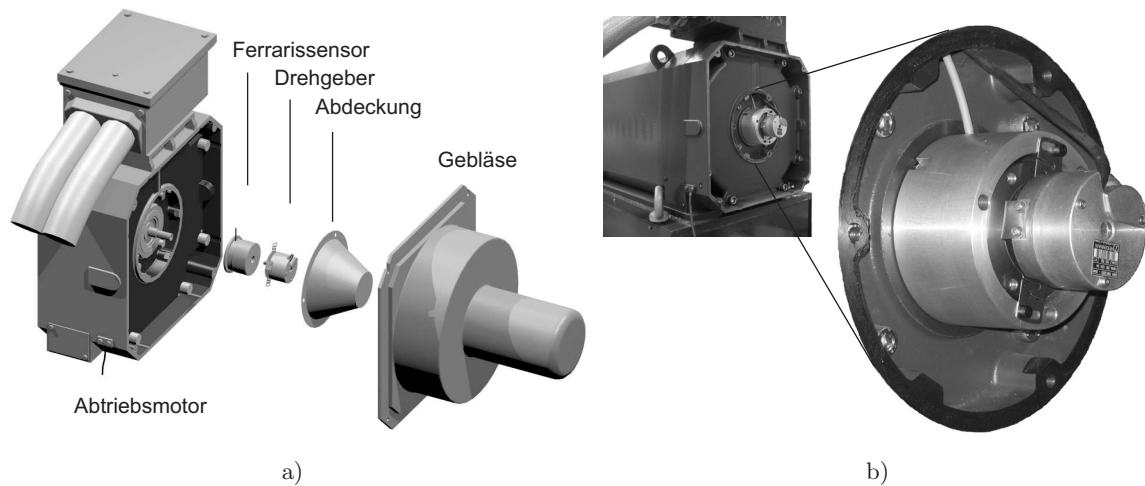
$$M_a(\alpha) = (J_{sim} - J_{Abtr}) \cdot \alpha \quad (4.25)$$

Entspricht nun die zu simulierende Trägheit exakt dem Trägheitsmoment des Abtriebs ( $J_{sim} = J_{Abtr}$ ), entfällt der Beschleunigungsanteil im Widerstandsmoment, d. h. es wirkt allein die physikalische Trägheit des Abtriebs. Gilt  $J_{sim} < J_{Abtr}$ , kehrt sich die Wirkungsrichtung des Abtriebs um und der Abtriebsmotor unterstützt die Antriebseinheit. Die wirkende Trägheit wird verringert.

Die Simulation des Trägheitsmoments mit dem Abtriebsmotor stellt hohe Anforderungen an die Messsignale der Winkelbeschleunigung  $\alpha$ . Verschiedene Lastmomente, aber auch interne Gegebenheiten im Motor und Leistungsverstärker, die beispielsweise Welligkeiten im Motormoment ergeben, beeinflussen die Güte der Bewegung. Wird nun lediglich die Winkellage erfasst, so kann eine Beschleunigung, hervorgerufen durch ein Stördrehmoment, erst nach zweimaliger Differenzierung des Winkelsignals festgestellt werden. Dies ist problematisch, da das hieraus erhaltene Beschleunigungssignal ein großes Quantisierungsrauschen aufweist und dadurch kein brauchbares Signal darstellt. Außerdem sind die errechneten Ableitungen grundsätzlich mit einer Verzögerung behaftet, die ihren Wert einschränken. Die meisten auf dem Markt angebotenen Beschleunigungssensoren arbeiten nach dem Feder-Masse-Prinzip, d. h. sie messen die Beschleunigung absolut.

Mit Hilfe eines Winkelbeschleunigungsaufnehmers, der nach dem Ferraris-Prinzip arbeitet, können je nach Ausführung des Aufnehmers hochfrequente Winkelbeschleunigungen relativ erfasst werden. Der Aufnehmer benötigt keine Drehübertrager und kann direkt an einem Wellenende angeflanscht werden. Verwendet wird der ACC74 Ferrarissensor in Hohlwellenausführung in Kombination mit einem HEAG 164-15 Differenzverstärker (Hübner Elektromaschinen GmbH). Da der Drehgeber des Abtriebsmotors weiterhin verwendet wird, befinden sich beide Sensoren auf einer verlängerten Geberwelle, welche sich über eine Konusbuchse in der Rotorwelle des Abtriebsmotors zentriert (Bild 4.30 b und 4.31).

Der Messbereich des Ferrarissensor wird wahlweise auf  $\pm 500 \text{ rad/s}^2$  bzw.  $\pm 1.000 \text{ rad/s}^2$  eingestellt. Diese Werte werden durch vorhergehende Simulationen ermittelt.



**Bild 4.31:** Ferrarissensor und Drehgeber an der Abtriebseinheit: a) Explosionsdarstellung; b) Zusammenbau

Eine Neuentwicklung in der elektrischen Antriebstechnik ist eine aktive Schwungmasse [16]. Diese Schwungmasse mit integriertem Direktantrieb hat Vorteile gegenüber Anlagen mit simuliertem Trägheitsmoment. Zum einen ermöglicht sie die Speicherung kinetischer Energie, zum anderen entstehen durch den fehlenden Reglereinfluss keine Totzeiten bei gewünschtem Schwungmasseverhalten. Von einer Verwendung dieses Betriebsmittels wird jedoch aufgrund des Installations- und Kostenaufwands abgesehen.

#### 4.6.3 Hardware-in-the-Loop mit Motor- und Fahrzeugmodell

Die in den Abschnitten 4.6.1 und 4.6.2 genannten physikalischen Zusammenhänge werden in einem Fahrzeugmodell zusammengefasst und in die Prüfstandssteuerung des zentralen DSPs implementiert. Durch die Messung der Zustände am Prüfstand ( $\omega$  und  $\alpha$ ) und die Verwendung des Ausgangswerts des Fahrzeugmodells für die Regelung der Abtriebseinheit wird der HIL-Kreis geschlossen (Bild 4.32).

Das Modell zur Beschreibung des Fahrzeugverhaltens kann durchaus komplexer ausfallen als die in Abschnitt 4.6.1 erläuterten physikalischen Zusammenhänge. In [51] werden Modelle vorgestellt, welche die Längs-, Vertikal- und Querdynamik eines Fahrzeugs berücksichtigen.

Das Fahrzeugmodell wird auf dem zentralen DSP im Reglertakt von 5 kHz berechnet und muss daher in den schnellen Speicherbereich des Prozessors geladen werden.

Die Eingänge des Modells (gemessene Zustände des Prüfstands) werden vor der Verwendung im Modell tiefpassgefiltert. Nur Zustandsänderungen mit  $f \leq 20$  Hz werden im Modell verarbeitet, um den Abtriebsmotor nicht durch eine hochfrequente Ansteuerung zu belasten.

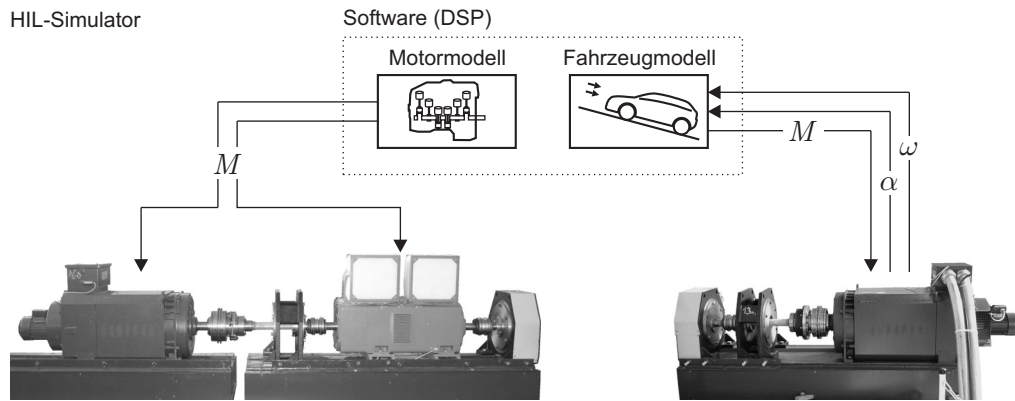


Bild 4.32: Hardware-in-the-Loop mit einem Motormodell für die Antriebseinheit und einem Fahrzeugmodell zur Berechnung der Fahrwiderstände

#### 4.6.4 Drehmomentregelung der Abtriebseinheit

Die im Abschnitt zuvor hergeleiteten Fahrwiderstände werden über das Drehmoment der Abtriebseinheit dem Prüfling eingeprägt. Das Drehmoment der Abtriebseinheit muss daher geregelt werden. Für die Drehmomentregelung sind zwei verschiedene Varianten in der Prüfstandssteuerung implementiert, die wahlweise verwendet werden können.

Wie in Bild 4.33 a dargestellt, wird bei der ersten Variante das Drehmoment unmittelbar nach dem Prüfling und vor der Torsionswelle erfasst und geregelt. Diese Variante kann angewendet werden wenn das Drehmoment zur Verspannung des Prüflings bekannt ist, beispielsweise aus Fahrzeugmessungen.

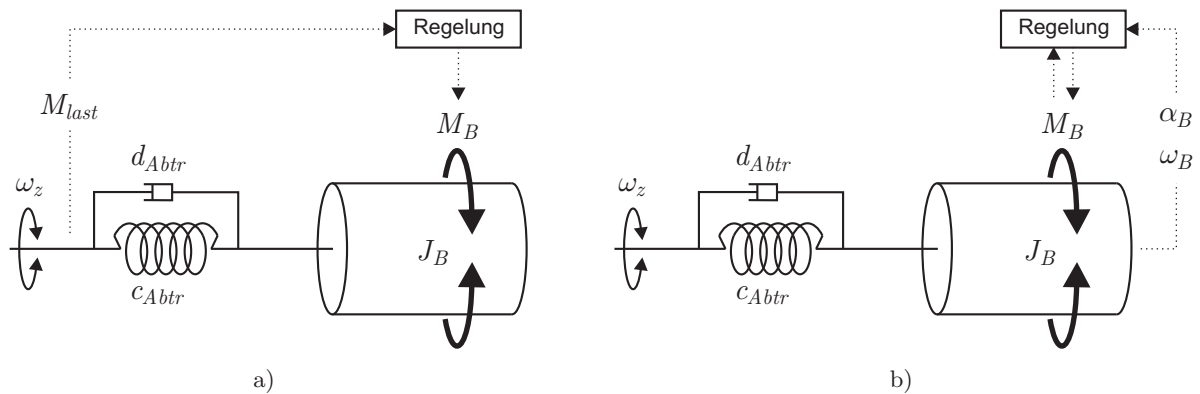


Bild 4.33: Drehmomentregelung der Abtriebseinheit: a) Variante 1 - Regelung des Prüflingsmoments; b) Variante 2 - Regelung des Abtriebsmotormoments

Die Variante 2 regelt das Luftspaltdrehmoment des Abtriebsmotors auf einen aus den Fahrwiderständen ermittelten Wert, d. h. die Variante 2 wird verwendet, wenn das Verspanndrehmoment des Prüflings nicht bekannt ist. Die zweite Variante ermöglicht auch die Schwungmassensimulation.

### Variante 1 - Regelung des Drehmoments $M_{last}$ am Prüfling

Grundlage für die Auslegung des Reglers ist das Streckenmodell der Abtriebseinheit (Abtriebstorsionswelle und Abtriebsmotor) als gefesselter Drehschwinger. Ein Drehschwinger ist gefesselt, wenn eine der Drehmassen bzw. das zugehörige Drehfederende fest eingespannt ist. Dies gilt bei einer festgehaltenen oder sehr großen Drehmasse oder wenn die zugehörige Bewegung (Winkelgeschwindigkeit) eingeprägt ist [52]. Im vorliegenden Fall ist die Winkelgeschwindigkeit durch die Antriebseinheit des Prüfstands vorgegeben und durch den Drehzahlregler eingeprägt.

Die Abtriebseinheit als Einmassenschwinger kann durch zwei Eingriffe beeinflusst werden. Zum einen durch das Luftspaltdrehmoment des Abtriebsmotors  $M_B$  und zum zweiten durch die Winkelgeschwindigkeit am „eingespannten“ Ende der Torsionswelle  $\omega_z$ . Die Winkelgeschwindigkeit kann im Sinne des Einmassenschwingers als Fußpunktanregung betrachtet werden. Das Luftspaltdrehmoment des Motors ist im regelungstechnischen Sinn steuerbar und somit eine Stellgröße; die Winkelgeschwindigkeit ist für den Drehmomentregler nicht steuerbar und wird somit als Störung betrachtet. Bei der Auslegung des Reglers ist zu beachten, dass die Störgröße  $\omega_z$  direkt auf die Regelgröße  $M_{last}$  wirkt, während die Stellgröße  $M_B$  zunächst die Torsionswelle verspannen muss und somit indirekt auf  $M_{last}$  wirkt. Für das Führungsübertragungsverhalten gilt:

$$G_w(s) = \frac{M_{last}(s)}{M_B(s)} = \frac{d_{Abtr}s + c_{Abtr}}{(J_B s^2 + d_{Abtr}s + c_{Abtr})(T_{Abtr}s + 1)} \quad (4.26)$$

Das Störübertragungsverhalten auf die Regelgröße ergibt sich aus:

$$G_z(s) = \frac{M_{last}(s)}{\omega_z(s)} = \frac{J_B s(d_{Abtr}s + c_{Abtr})}{J_B s^2 + d_{Abtr}s + c_{Abtr}} \quad (4.27)$$

Die Streckenparameter  $c_{Abtr}$  und  $d_{Abtr}$  (Steifigkeit und innere Dämpfung der Abtriebstorsionswelle und der Gummikupplung) werden durch Ausschwing- und Hystereseveruche ermittelt. Das Trägheitsmoment  $J_B$  umfasst die Massenträgheit der Sicherheits- und Gummikupplung sowie das Trägheitsmoment des Abtriebsmotors, die vom Hersteller bekannt sind. Die äußere Dämpfung kann vernachlässigt werden. Die Zeitkonstante  $\tau_{Abtr}$  repräsentiert die elektrische Zeitkonstante des Abtriebsmotors und näherungsweise das Totzeitverhalten des Wechselrichters. Die Regelstrecke wird mit folgenden Werten parametrisiert.

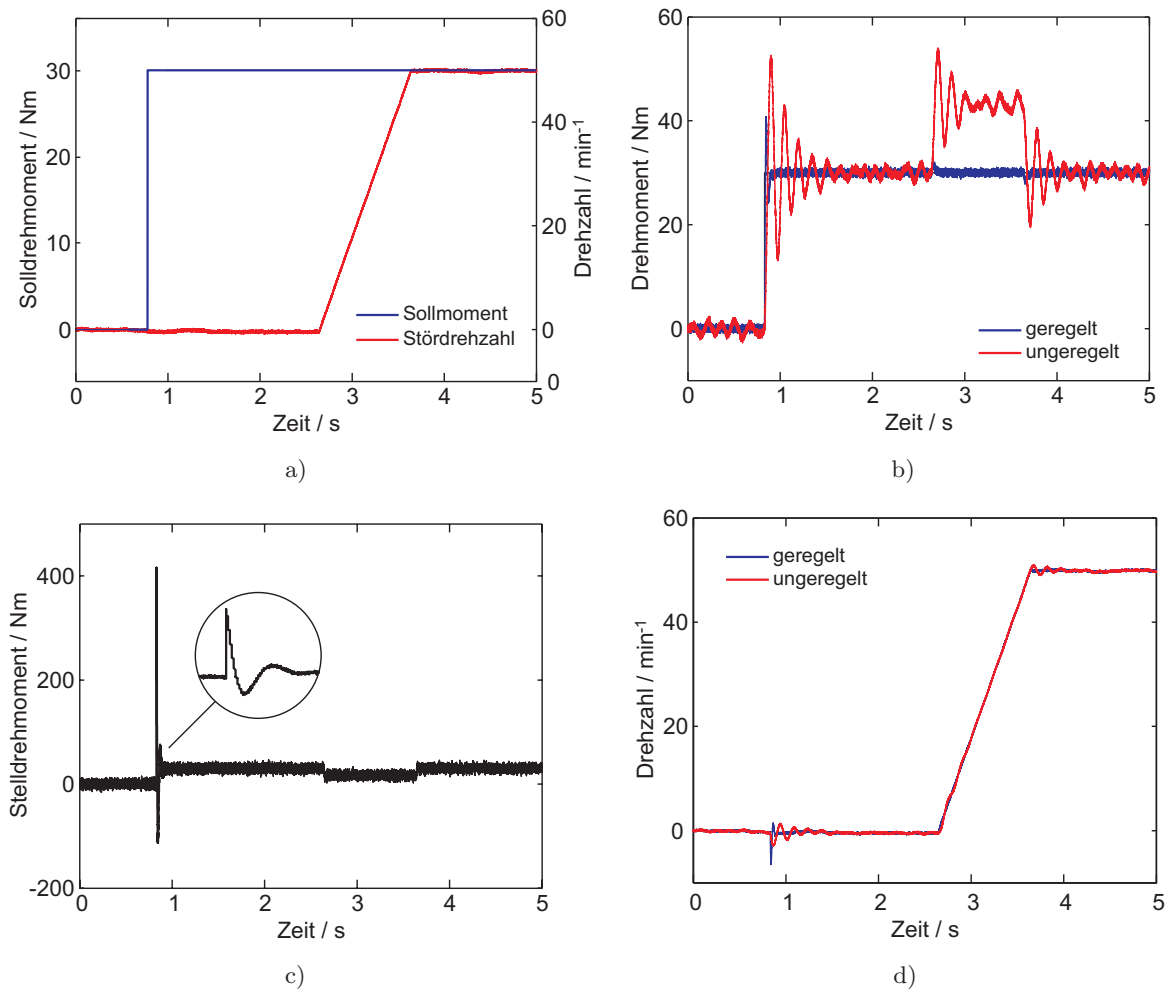
$$\begin{array}{ll} c_{Abtr} &= 4.500 \text{ Nm/rad} & J_B &= 2,5 \text{ kgm}^2 \\ d_{Abtr} &= 20 \text{ Nms/rad} & \tau_{Abtr} &= 0,001 \text{ s} \end{array}$$

Die Anforderungen an den Regler sind zum einen eine hohe Geschwindigkeit, damit die Torsionswelle schnell vorgespannt und Störungen ausgeregelt werden können und zum anderen eine hohe stationäre Genauigkeit, damit das Sollmoment (Fahrwiderstand) genau nachgebildet wird. Bei verschiedenen Simulationen der modellierten Strecke mit unterschiedlichen Reglern stellt

sich ein PID-Regler als optimal heraus. Die Übertragungsfunktion des Reglers lautet:

$$G_R(s) = 735 \cdot \frac{(1 + 0,021s)(1 + 0,022s)}{s(1 + 0,0028s)} \quad (4.28)$$

Ein hochfrequenter Pol  $(1 + 0,0028s)$ , als parasitäre Zeitkonstante, dient der technischen Realisierbarkeit des Reglers. Implementiert ist der Regler der Abtriebseinheit in die Prüfstandssteuerung auf dem zentralen DSP. Der Regler vergleicht den aktuellen Wert aus dem Sollwertverlauf mit dem Messwert der Drehmomentmessstelle 2 und stellt über den Wechselrichterparameter P648 [88] die drehmomentbildende Stromkomponente und damit das Luftspaltmoment des Abtriebsmotors ein.

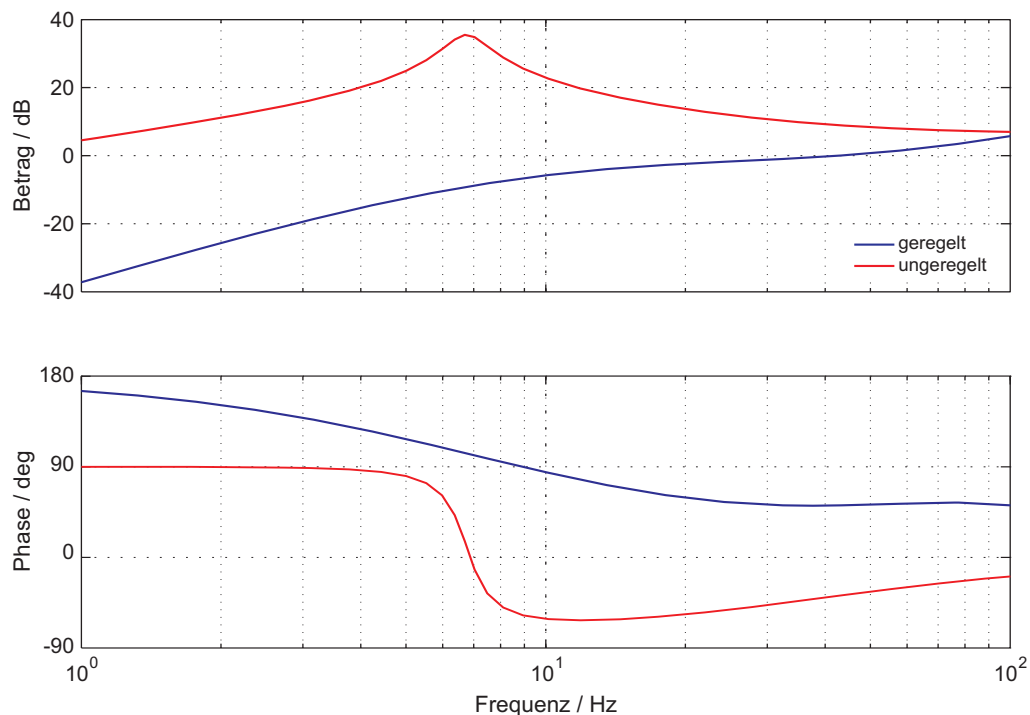


**Bild 4.34:** Führungs- und Störübertragungsverhalten der geregelten und ungeregelten Abtriebseinheit:  
a) Soll- und Störgrößenverlauf; b) Drehmoment  $M_{last}$ ; c) Stellmoment des Abtriebsmotors;  
d) Drehzahlverlauf des Abtriebsmotors

Das Verhalten der geregelten Abtriebseinheit im Vergleich zum ungeregelten Fall ist in den Diagrammen in Bild 4.34 dargestellt. Bei dem dargestellten Szenario wird das Führungsverhalten durch einen Sollwertsprung des Drehmoments auf 30 Nm ( $t = 0,8$  s) sowie das Störverhalten beim Hochlaufvorgang des Prüfstands ( $t = 2,7$  s –  $3,7$  s) aufgezeigt (Bild 4.34 a).

Das geregelte System zeigt im Vergleich zum unregulierten System ein besseres Verhalten bei Sollwert- und Störgrößenänderungen. Tritt eine Störung am Drehfederende der Abtriebseinheit auf, d. h. ändert die Antriebseinheit die Drehzahl, reagiert die geregelte Abtriebseinheit entlastend für den gesamten Antriebsstrang. In Bild 4.34 b ist dieser Effekt verdeutlicht. Bei der unregulierten Abtriebseinheit (rot) wird die Antriebseinheit durch die Trägheit des Abtriebs zusätzlich belastet; das Drehmoment im Prüfling erhöht sich. Im geregelten Fall (blau) unterstützt der Abtrieb die Antriebseinheit bei der Drehzahländerung, das Drehmoment im Prüfling ist konstant und nahezu unabhängig von niederfrequenten Drehzahländerungen.

Zur Kompensation von Störungen am Drehfederende durch Drehzahländerungen muss der Regler eine hohe Verstärkung aufweisen, da die Feder zunächst vorgespannt werden muss. Die große Verstärkung des Reglers verursacht jedoch ein hohes Stellmoment bei einem Führungssprung (Bild 4.34 c). Abhilfe schafft ein Steilheitsbegrenzer erster Ordnung (nichtlineares P-T1-Glied) im Sollwertzweig des Regelkreises [38]. Die simulierten Fahrwiderstände aus Abschnitt 4.6.1 verursachen keine sprungartigen Drehmomentänderungen im Fahrzeugantriebsstrang, so dass die Begrenzung der Änderungsgeschwindigkeit des Solldrehmoments eine reale Fahrzeugnachbildung nicht einschränkt.



**Bild 4.35:** Frequenzgang der Störübertragungsfunktion, Auswirkung der Drehzahl (Störung) auf das Drehmoment der Abtriebseinheit  $M_{last}$  für den geregelten und unregulierten Fall

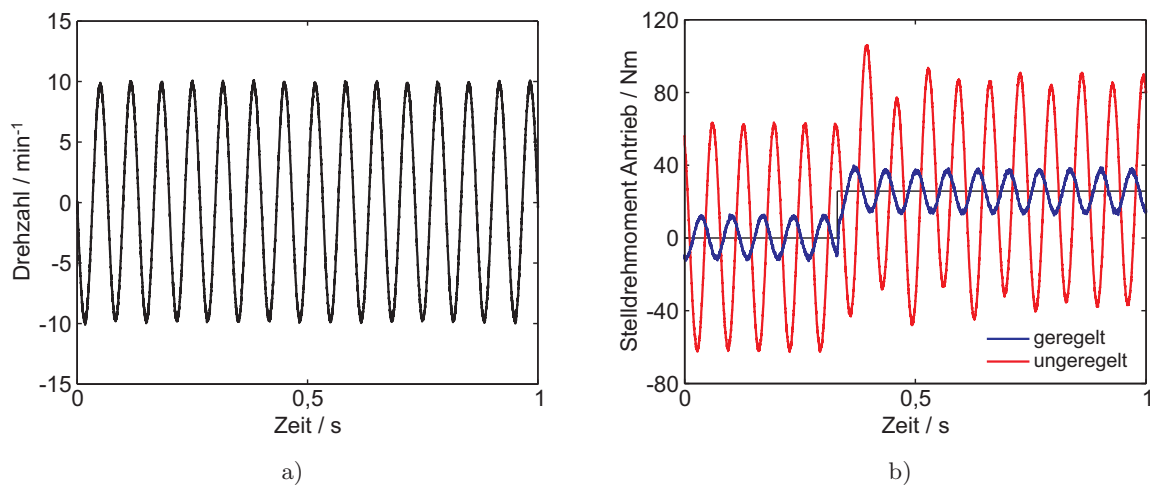
Neben dem Störverhalten mit langsamen Änderungen ist noch die Reaktion der Abtriebseinheit auf die Drehschwingungen der Antriebseinheit zu untersuchen. Dazu ist in Bild 4.35 das Übertragungsverhalten der Drehzahl (Störung) auf das Drehmoment der Abtriebseinheit im Bode-Diagramm dargestellt. Die Antriebseinheit regt den Prüfling und damit das Drehfederende der

Abtriebseinheit in einem Frequenzbereich von 0 Hz – 100 Hz an.

Für den ungeregelten Fall ergibt sich der rote Amplituden- und Phasenverlauf über der Frequenz. Die Eigenfrequenz der Abtriebseinheit liegt bei ca. 6,8 Hz. Würden Drehungleichförmigkeiten in diesem Frequenzbereich von der Antriebseinheit angeregt, könnte es zur Verdrillung der Abtriebstorsionswelle über die Grenzwerte von  $\pm 6^\circ$  hinaus kommen, die die Sicherheitskupplung auslöst oder zum Bruch der Torsionswelle führt.

Durch die Regelung der Abtriebseinheit (blaue Verläufe) wird die Resonanzstelle in einen Frequenzbereich außerhalb des Anregungsbereichs verschoben. Der Abtriebsmotor unterstützt wieder die Antriebseinheit bei der Drehschwingungserzeugung. Erkennbar ist die starke Wirkung des Abtriebsmotors im unteren Frequenzbereich. Mit zunehmender Frequenz nimmt die Wirkung des Abtriebsmotors aufgrund der Rotorträgheit und des begrenzten Stellmoments ab. Für eine harmonische Anregung der Antriebseinheit mit einer Frequenz von 15 Hz und einer Drehzahlamplitude von  $10 \text{ min}^{-1}$  ist das Verhalten des Drehzahlreglers der Antriebseinheit in Bild 4.36 dargestellt.

Bei geregelter Drehmoment  $M_{last}$  (blau) benötigt der Drehzahlregler der Antriebseinheit ein geringeres Stellmoment für die Schwingungserzeugung als für den Fall der ungeregelten Abtriebseinheit. Die Differenz erzeugt die Abtriebseinheit.



**Bild 4.36:** a) Geregelter Drehzahl der Antriebseinheit; b) Stelldrehmoment der Antriebseinheit bei geregelter Abtriebseinheit nach Variante 1 (blau) und bei ungeregelter Abtriebseinheit (rot)

## Variante 2 - Regelung vom Abtriebsmotormoment $M_B$

Im Gegensatz zur Variante 1 der Drehmomentregelung wird bei der zweiten Variante die Torsionswelle nicht in das Streckenmodell einbezogen.

Zur Beeinflussung des Verspanndrehmoments am Prüfstand wird das Luftspaltdrehmoment des Abtriebsmotors geregelt. Hierzu wird nur der wechselrichterinterne Stromregler verwendet und

dieser mit Sollwerten aus dem Fahrzeugmodell der zentralen Prüfstandssteuerung angesteuert. Der Stromregler regelt die drehmomentbildende Querkomponente des Ständerstroms (Parameter P648) auf den Stromsollwert, welcher über die SynchroLink-Schnittstelle dem Parameter D1867 übergeben wird [88]. Ein Strombegrenzer vor dem Regler schützt den Abtriebsmotor vor Ansteuerungen über den Spitzenstrom hinaus.

Das Führungs- und Störübertragungsverhalten der geregelten Abtriebseinheit nach Variante 2 entspricht den roten Verläufen in den Schaubildern 4.34, 4.35, d. h. das Übergangsverhalten (Einschwingvorgang) entspricht dem der ungeregelten Abtriebseinheit. Die unterstützende Wirkung des Abtriebsmotors bei niederfrequenten Drehzahländerungen der Antriebseinheit bleibt jedoch, wie bei der Variante 1, erhalten. Bei Verwendung der Regelungsvariante 2 darf, aufgrund der Eigenfrequenz der Abtriebseinheit von ca. 6,8 Hz, der Prüfstand in einem Frequenzbereich unterhalb von 10 Hz nicht angeregt werden. Eine Anregung durch die Antriebseinheit in diesem Frequenzbereich führt zu kritischen Zuständen im gesamten Antriebsstrang. Das Drehmoment erhöht sich überproportional und die Torsionswelle am Abtrieb wird durch eine starke Verdrillung übermäßig beansprucht.

#### 4.6.5 Einfluss von Parameterunsicherheiten auf die Regelung

Zur Reduzierung der Steifigkeit im Abtriebsstrang des Prüfstands wird zusätzlich eine Gummikupplung von KTR Kupplungstechnik GmbH eingebaut. Dieses Elastomerelement weist nicht-lineares Materialverhalten auf. Da die Steifigkeit von der Verformungsgeschwindigkeit abhängig ist, unterscheidet man zwischen statischer und dynamischer Steifigkeit. Bei der Zunahme der Steifigkeit durch dynamische Belastung spricht man von dynamischer Verhärtung.

Elastomermaterialien haben sowohl frequenzabhängige als auch frequenzunabhängige Dämpfung. Die frequenzabhängige Dämpfung resultiert aus den viskoelastischen Materialverhalten des Elastomers. Die frequenzunabhängige Dämpfung erfolgt durch eine Umorientierung im Molekülaufbau und durch innere coulombsche Reibungsvorgänge der Füllstoffe. Zur Beeinflussung der mechanischen Eigenschaften von Elastomermaterialien werden vor der Vulkanisation Füllstoffe wie Ruß oder Zinkoxid beigemischt. Diese Zusatzstoffe haben einen wesentlichen Einfluss auf das dynamische Verhalten. Ebenso beeinflussen Aktivatoren, Weichmacher, Schutzmittel, Vernetzer und Verarbeitungshilfen die Eigenschaften und Beständigkeit des Elastomers. Es besteht jedoch Unsicherheit darüber, welche Faktoren die dynamischen Eigenschaften für ein konkretes Gummielement beeinflussen. Relevante Faktoren sind Schwingungsamplitude, Erregerfrequenz, Vorlast und Temperatur [108].

Für die Regelung der Abtriebseinheit sind die dynamischen Eigenschaften der Gummikupplung, bzw. deren Einfluss auf die Stabilität besonders wichtig. Die Auslegung der Reglerparameter erfolgt mit den Nominalwerten für die Abtriebstorsionswelle und die Gummikupplung im Ab-



triebsmodell. Ändern sich Steifigkeit und Dämpfung der Regelstrecke, ändert sich die Lage der Eigenfrequenz und das Verhalten der Regelstrecke.

Zur Ermittlung des Einflusses der Parameterschwankungen auf die Regelstrecke werden Belastungsversuche mit der Gummikupplung durchgeführt und aus den ermittelten Hysteresekurven die Parameter nach DIN 53535 [3] und DIN 53513 [4] ermittelt. Viskoelastisches Werkstoffverhalten äußert sich bei schwingender Belastung in einer Phasenverschiebung zwischen Belastung und Verformung. Durch Überlagerung von Belastungs- und Verformungssignal ergibt sich für eine Schwingungsperiode eine geschlossene Hysteresekurve. Für linear- viskoelastische Stoffe ist die Hysteresekurve ellipsenförmig. Die dynamische Steifigkeit entspricht dem Anstieg der Drehmoment-Drehwinkel-Mittenkurve. Aus den Untersuchungen mit harmonischer Erregung können folgende Schlussfolgerungen gezogen werden:

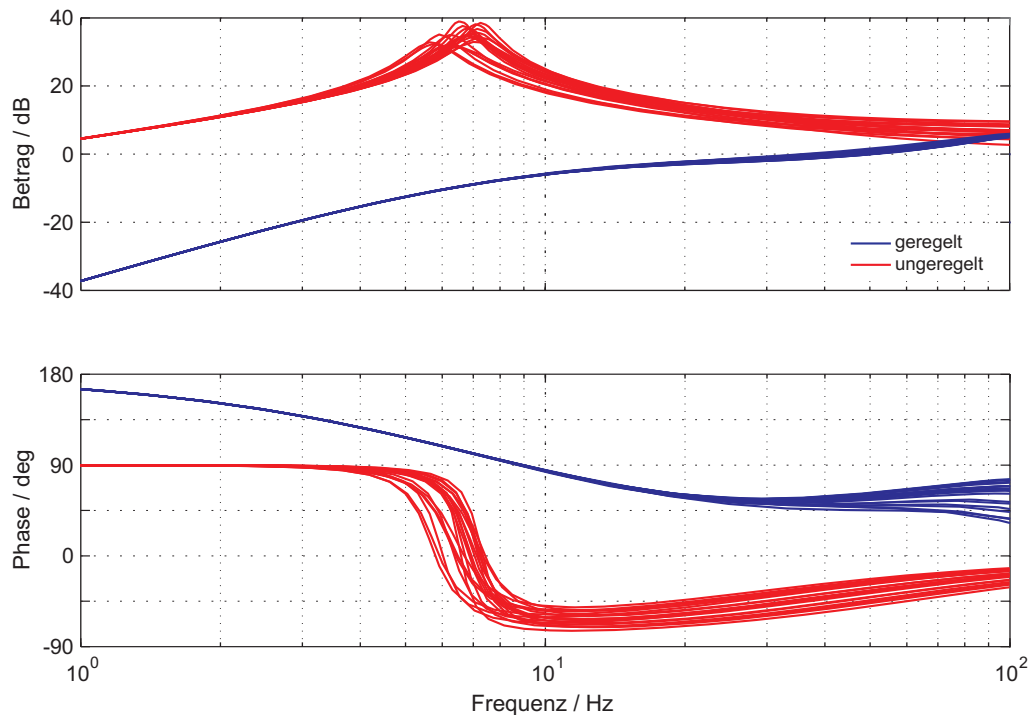
- Mit zunehmender Schwingungsamplitude verringern sich Steifigkeit und Dämpfung
- Mit der Frequenz steigen diese Parameter
- Mit steigender Kupplungstemperatur fallen Steifigkeit und Dämpfung ab
- Mit zunehmender Lastwechselzahl nimmt die Steifigkeit zu, die Dämpfung bleibt etwa konstant
- Mit der mittleren Belastung nimmt die Steifigkeit zu

Im Anregungsfrequenzbereich des Prüfstands von 0 Hz–100 Hz bei unterschiedlichen Amplituden und mittleren Belastungen ergeben sich für die Steifigkeit und Dämpfung der Gummikupplung in Verbindung mit der Torsionswelle folgende Bereiche.

$$\begin{aligned} c_{Abtr} &= 3.200 \text{ Nm/rad} - 5.100 \text{ Nm/rad} \\ d_{Abtr} &= 14 \text{ Nms/rad} - 35 \text{ Nms/rad} \end{aligned}$$

Das Systemverhalten der geregelten und ungeregelten Abtriebseinheit bei schwankenden Systemparametern (Steifigkeit, Dämpfung) ist in den Frequenzgängen in Bild 4.37 dargestellt. Für das geregelte System nach Variante 1 ergeben sich lediglich im oberen Frequenzbereich der Prüfstandsanregung erkennbare Abweichungen im Systemverhalten.

Die Kennlinien der ungeregelten Abtriebseinheit, wie sie sich auch bei der Reglervariante 2 einstellen, zeigen Abweichungen bei der Eigenfrequenz und im Amplitudenverhältnis bei der Eigenfrequenz. Jedoch verschiebt sich die Eigenfrequenz nicht über einem Bereich von  $f \geq 8 \text{ Hz}$  hinaus, so dass bei einer Anregung der Antriebseinheit im Frequenzbereich von 10 Hz – 100 Hz keine kritischen Zustände auftreten. Die Begrenzung der Bandbreite gilt nur für die ungeregelte bzw. nach Variante 2 geregelte Abtriebseinheit.



**Bild 4.37:** Einfluss der Parameterschwankungen auf das Übertragungsverhalten der Drehzahl (Störung) auf das Drehmoment der Abtriebseinheit  $M_{last}$  für den geregelten und ungeregelten Fall

#### 4.6.6 Zusätzliche Regler

Neben der Aufprägung von Drehmomenten mit der Abtriebseinheit werden weitere Funktionen benötigt. Es steht ein PI-Drehzahlregler wahlweise im Wechselrichter oder im Sub-DSP des Abtriebsmotors zur Verfügung. Damit besteht die Möglichkeit, Prüflinge ausgangsseitig anzutreiben um beispielsweise Auslaufszzenarien zu simulieren.

Des Weiteren erweist sich bei Untersuchungen an Fahrzeuggetrieben eine Lageregelung des Abtriebsmotors als nützlich. Werden Klapper- und Rasseluntersuchungen an Getrieben im Leerlauf durchgeführt, werden über das bewegte Öl die Getriebeausgangswelle und damit die Abtriebseinheit mitgeschleppt. Im realen Fahrzeug bei leer laufendem Motor und Stillstand des Fahrzeugs, werden die Getriebeausgangswelle und die nachfolgenden Antriebskomponenten durch die stillstehenden Räder des Fahrzeugs festgehalten. Um die Fahrzeugbedingungen möglichst vollständig zu simulieren, muss auch der Abtrieb am Prüfstand stillstehen, ansonsten würden sich die Festräder der Ausgangswelle drehen und unter Umständen das Klapperverhalten des Getriebes beeinflussen. Eine mechanische Festsetzung (Hebel, Zaum) der Abtriebseinheit ist zwar denkbar, unterliegt aber nicht der Prüfstandsüberwachung und birgt somit Gefahren. Eine Lageregelung setzt ebenfalls die Abtriebseinheit auf einen Sollwinkel (beispielsweise Momentanwinkel) fest. Dieser kann von der Prüfstandssteuerung überwacht werden und den Anwender gegebenenfalls warnen. Die Lageregelung ist im Anhang A.3 näher erläutert.

## 5 Messtechnik für Untersuchungen an Fahrzeuggetrieben

Das folgende Kapitel beschreibt die verwendete und entwickelte Messtechnik für Untersuchungen an Fahrzeuggetrieben auf dem Prüfstand. Für die Untersuchungen von Rasselerscheinungen an verschiedenen Handschaltgetrieben mit dem Ziel, die Getriebe akustisch zu optimieren, ist es erforderlich, eine spezielle Messtechnik zu entwickeln bzw. die vorhandene Messtechnik anzupassen. Einzelne Sensoren oder Messprinzipien werden teilweise an speziellen Prüfaufbauten mit einzelnen Zahnradpaaren getestet und optimiert.

### 5.1 Fahrzeug-Getriebe als Prüfling

Unter akustischen Gesichtspunkten ist das Getriebe neben dem Verbrennungsmotor, der Karosserie und dem Fahrwerk eine kritische Komponente. Die Getriebegeräusche lassen sich in zwei Hauptgruppen unterteilen. Heul-, Pfeif- und Mahlgeräusche treten durch Schwingungen und Eingriffsstöße der unter Last stehenden Zahnradpaare auf. Dank moderner Fertigungstechnik und optimierter Verzahnungsgeometrie sind diese Geräusche in modernen Fahrzeugen kaum noch wahrzunehmen.

Zur zweiten und bedeutenderen Gruppe der Getriebegeräusche zählen das Klappern und Rasseln von Getriebeteilen, die nicht unter Last stehen, d. h. sich innerhalb ihres funktions- oder fertigungsbedingten Spiels hin- und herbewegen. Das Anstoßen der Losteile an den Spielgrenzen erzeugt das störende Klappern und Rasseln. Losteile in einem Getriebe sind nicht geschaltete Losräder, Synchronringe und Schiebemuffen. Durch die vom Verbrennungsmotor über Kuppelung und Getriebeeingangswelle eingprägten Drehungleichförmigkeiten werden diese Losteile zu Schwingungen angeregt. Da durch verbrauchs- und emissionsmindernde Maßnahmen am Verbrennungsmotor die Drehungleichförmigkeiten im Antriebsstrang zunehmen, treten Klapper- und Rasseffekte verstärkt auf [78]. Von Klappergeräuschen wird gesprochen, wenn das Getriebe im Leerlauf ist, sie werden auch als Leerlaufklappern bezeichnet. Während der Fahrt hörbare Losteilgeräusche werden als Zug- oder Schubrasseln bezeichnet. Zur Theorie der Getriebegeräusche besonders der Klapper- und Rasselentstehung sei an dieser Stelle auf die Literatur [67, 79, 109] verwiesen.

Der direkte Luftschall, der von den Zahnradern ausgeht, ist für das Geräuschverhalten des Getriebes von untergeordneter Bedeutung. Er gelangt in keinem nennenswerten Umfang nach

außen. Bedeutender ist die Weiterleitung der Verzahnungsgeräusche als Körperschall und dessen Abstrahlung vom Gehäuse. Die Weiterleitung erfolgt über die Getriebewellen, die Kupplung und die Kurbelwelle. Diese Übertragung kann als innerer Körperschallleitweg bezeichnet werden. Über die Lagerstellen der Getriebewellen und der Kurbelwelle wird der Körperschall auf das Getriebegehäuse und zum Motorblock übertragen und als Luftschall von dort abgestrahlt. Die Körperschallleitung über die Gehäusestruktur wird als äußerer Körperschallleitweg bezeichnet. Neben der direkten Abstrahlung über das Getriebegehäuse und den Motorblock wird ein weiterer Teil des Geräuschs über die Auflagerpunkte vom Getriebe und Motor auf die Karosserie übertragen und im Fahrzeuginneren als Luftschall wahrgenommen.

Eine stetige Optimierung des gesamten Antriebsstrangs und der Karosserie von modernen Fahrzeugen hat das Ziel, das Gewicht zu reduzieren sowie Getriebe mit geringem Laufgeräusch und leisere Motoren zu entwickeln. Der Leichtbau bewirkt, dass die Klapper- und Rasselgeräusche von den Fahrzeuginsassen verstärkt als Lärmbelastung empfunden werden. Getriebegeräusche stören meist nicht aufgrund ihrer hohen Schallleistung, sondern infolge ihres besonderen Charakters, der sich von den übrigen Lärmquellen des Fahrzeugs unterscheidet.

Einige Geräuschphänomene des Getriebes wie beispielsweise das Klappern und Rasseln sind bei ganz bestimmten Betriebszuständen hörbar. Sie sind aber häufig Anlass zu Reklamationen, da der Fahrer fälschlicherweise Schäden am Fahrzeug vermutet [61]. Getriebegeräusche werden vom Fahrer oft nicht als solche erkannt, sondern dem Motor zugeschrieben, da mit dem Abstellen des Motors auch das Getriebegeräusch verschwindet.

Die oben genannten Getriebegeräusche, die von leistungsübertragenden Zahnradpaaren verursacht werden, sind so gering zu halten, dass sie nicht oder nur sehr schwach im Fahrzeug wahrgenommen werden; problematisch ist der mit zunehmenden Ansprüchen ansteigende Fertigungsaufwand. Klapper- und Rasselgeräusche werden durch verschiedene Maßnahmen, die die Drehschwingungen des Motors vom Getriebe fernhalten, innerhalb eines erträglichen Rahmens gehalten. Auch hier werden durch die Anforderungen an die Einhaltung schmaler Toleranzbänder beispielsweise für die torsionsdämpfenden Eigenschaften vor allem des Zweimassenschwungrads schnell wirtschaftliche Grenzen erreicht [60]. Um Fortschritte zu erzielen, ist es notwendig die Bewegung der einzelnen Getriebekomponenten vor allem der Vorgelegewelle und Losräder messtechnisch zu erfassen. Gegenstand dieses Kapitels ist dementsprechend die Entwicklung der Sensorik und Diagnose zur Erfassung und Beurteilung des Klapper- und Rasselverhaltens.

## 5.2 Sensorik am Getriebe

Zur Erfassung von Bewegungsgrößen wie Winkelgeschwindigkeit und -beschleunigung sowie von akustischen Größen wie Luft- und Körperschall werden das Prüfgetriebe und sein Umfeld mit

unterschiedlichen Sensoren, wie Drehgeber, Drehmomentmessstellen, Ferrarissensoren, Hallsensoren, sowie Luft- und Körperschallsensoren ausgestattet. Wegen des Installations- und Steuerungsaufwands sind Sensoren im Getriebeinneren, beispielsweise Beschleunigungssensoren an den einzelnen Zahnrädern, zu vermeiden. Weiterhin sind die ölige Umgebung und der Platzmangel nachteilig für eine interne Getriebemesstechnik sowie eine drahtlose Energie- und Datenübertragung.

In Bild 5.1 ist ein Handschaltgetriebe als Prüfgetriebe exemplarisch dargestellt. Die Signale der Drehmomentmessstellen und Drehgeber vor und hinter dem Getriebe werden für die Prüfstandssteuerung/-regelung verwendet, können jedoch zusätzlich als Messsignale aufgezeichnet und ausgewertet werden. Alle weiteren Sensoren sind am Getriebegehäuse befestigt bzw. darauf ausgerichtet. Für die Überwachung der Öltemperatur befindet sich ein Temperaturfühler in der Ölablassschraube im Sumpfbereich des Getriebes. Auf der Getriebeausgangsseite kann optional ein Wegsensor zur Erfassung der Axialbewegung des Zwischenrads vom Rückwärtsgang eingebaut werden. Körper- und Luftschall werden durch entsprechende Sensoren am Getriebegehäuse bzw. durch ein Mikrofon erfasst.

### 5.2.1 Drehzahlerfassung an der Getriebeeingangswelle

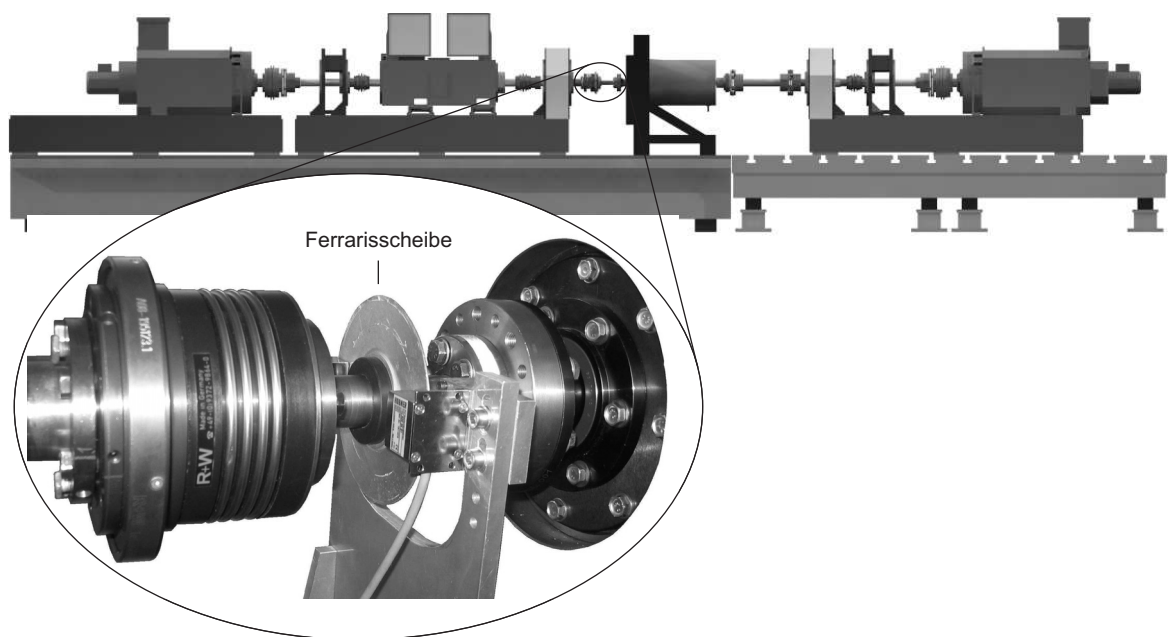
Im einfachsten Fall kann die Erfassung der Drehzahl der Getriebeeingangswelle mit dem Inkrementalgeber des Servomotors erfolgen, da dieser starr mit dem Getriebe verbunden ist. Dabei wird die Rotorlage des Servomotors mit dem Inkrementalgeber erfasst und im Wechselrichter diskret differenziert. Das so berechnete Drehzahlsignal kann digital über den Steuerrechner bzw. nach DA-Wandlung im Wechselrichter (9 bit) am Analogausgang des Wechselrichters abgegriffen werden.

Diese Methode erweist sich zum einen durch die Position des Inkrementalgebers sowie durch die Drehzahlberechnung als fehlerbehaftet. Der Lagegeber des Servomotors befindet sich zwar auf der D-Seite des Servomotors, also auf der dem Prüfgetriebe zugewandten Seite, jedoch befinden sich zusätzlich die Drehmomentmessstelle, zwei Metallbalgkupplungen und mehrere Wellenstücke zwischen Inkrementalgeber und Prüfgetriebe. Ein weiteres Problem stellt die Differenzierung des Drehwinkelsignals dar. Aufgrund der Abtastfrequenz der Wechselrichter von 10 kHz weist das Drehzahlsignal ein hohes Quantisierungsrauschen auf. Es gilt  $q_\omega = \frac{q_\varphi}{T_s}$ , wobei  $q$  für die Quantisierung und  $T_s$  für die Abtastperiode steht. Somit kann die Drehzahl unmittelbar vor dem Getriebe nur näherungsweise ermittelt werden. Vorteil dieser Methode ist die Driftfreiheit des Signals. Die Drehzahl wird somit im Mittel immer korrekt gemessen.

Die Erfassung des Wechselanteils der Drehzahl ohne zusätzliche Sensorik wird in [64] vorgestellt. Bei der beschriebenen Anwendung wird an einer permanent erregten Synchronmaschine mit konstantem Trägheitsmoment und vernachlässigtem Lastmoment die drehmomentbildende

Stromkomponente  $i_q$  als proportional zur Winkelbeschleunigung betrachtet. Nach anschließender Integration ergibt sich aus der berechneten Winkelbeschleunigung der Wechselanteil der Drehzahl. Aufgrund der unberücksichtigten Last und des elastisch angekoppelten Antriebsmotors liefert diese Methode jedoch ungenaue Ergebnisse.

Zur Verbesserung der Signalqualität der Drehzahl am Getriebeeingang wird der Prüfstand im Bereich des Getriebeeingangs durch einen Ferrarissensor zur Erfassung der Winkelbeschleunigung erweitert. Die Ferrarisscheibe befindet sich zwischen einer Sicherheitskupplung und der Getriebeanbindung (Bild 5.1). Die Vorteile von Ferrarissensoren bzgl. der höheren Signalqualität bei der Berechnung der Drehzahl aus der Winkelbeschleunigung, vor allem im Regelkreis, sind in der Literatur [47, 98] beschrieben.



**Bild 5.1:** Verwendung eines Ferrarissensors an der Getriebeeingangswelle zur Verbesserung des Drehzahlsignals

Aufgrund von Ableitströmen der Wechselrichter, die auch durch die Motorwelle und die Wellenlager fließen, könnte die Winkelbeschleunigungsmessung mit dem Ferrarissensor beeinflusst werden. Das Wirkprinzip des Sensors beruht auf induzierten Spannungen und daraus folgenden Wirbelströmen (s. Abschnitt 2.4, S. 18). Die Aluminiumscheibe des Ferrarissensors wird deshalb durch eine Kunststoffhülse elektrisch von der Motorwelle getrennt. Somit können Fremdströme die Messung der Winkelbeschleunigung nicht beeinflussen.

Die Winkelgeschwindigkeit bzw. Drehzahl ergibt sich durch Integration der Winkelbeschleunigung des Ferrarissensors. Vorteile dieses Verfahrens sind die erreichbare höhere Dynamik und ein geringeres Rauschen. Der Ferrarissensor weist wie jede analoge Schaltung einen Offset und eine Verstärkungsdrift auf. Diese sind sowohl temperatur- als auch drehzahlabhängig. Ist ein Offset im Signal des Ferrarissensors vorhanden, driften die reale Drehzahl der Maschine und die durch

Integration des Winkelbeschleunigungssignals ermittelte Drehzahl auseinander. Außerdem kann die Drehzahl aus dem Winkelbeschleunigungssignal für langsame Bewegungsänderungen nicht bestimmt werden; eine genauere Fehlerbetrachtung erfolgt in [90].

Es ist mit verschiedenen Korrekturverfahren [35] möglich, das Winkelbeschleunigungssignal des Ferrarissensors zu verbessern. Bei der Verwendung eines Beobachters ist das aber nicht unbedingt notwendig, so dass im Folgenden nicht weiter auf diese Verfahren eingegangen wird. Bei einem Beobachter wird zur Kompensation der Drift und der fehlerhaften Winkelgeschwindigkeitserfassung im unteren Frequenzbereich sowohl das differenzierte Signal des Inkrementalgebers als auch das integrierte Signal des Ferrarissensors in die Auswertung einbezogen. Somit werden die Vorteile beider Messprinzipien ausgenutzt. Ein Kalmanfilter [20] schätzt aus beiden Signalen die Winkelgeschwindigkeit bzw. Drehzahl am Getriebeeingang. Dabei wird im Prädiktor-Schritt der aktuelle integrierte Messwert aus dem Beschleunigungssensor  $\Delta\ddot{\omega}$  zum vorherigen Schätzwert  $\ddot{\omega}_0$  addiert und die Varianz des berechneten Werts für die Winkelgeschwindigkeit ermittelt.

$$\ddot{\omega}_{1-} = \ddot{\omega}_0 + \Delta\ddot{\omega} \quad (5.1)$$

$$\sigma_{\ddot{\omega}_{1-}}^2 = \sigma_{\ddot{\omega}_0}^2 + \sigma_{\Delta\ddot{\omega}}^2 \quad (5.2)$$

Im zweiten Schritt wird das Ergebnis aus dem Prädiktorschritt korrigiert. Dabei wird das Prädiktorergebnis  $\ddot{\omega}_{1-}$  vom differenzierten Signal des Inkrementalgebers  $\tilde{\omega}_1$  subtrahiert, mit dem Korrekturwert  $k$  bewertet und zum Prädiktorergebnis addiert.

$$\ddot{\omega}_1 = \ddot{\omega}_{1-} + k \cdot (\tilde{\omega}_1 - \ddot{\omega}_{1-}) \quad (5.3)$$

$$\sigma_{\ddot{\omega}_1}^2 = (1 - k) \cdot \sigma_{\ddot{\omega}_{1-}}^2 \quad (5.4)$$

$$k = \frac{\sigma_{\ddot{\omega}_{1-}}^2}{\sigma_{\ddot{\omega}_{1-}}^2 + \sigma_{\tilde{\omega}_1}^2} \quad (5.5)$$

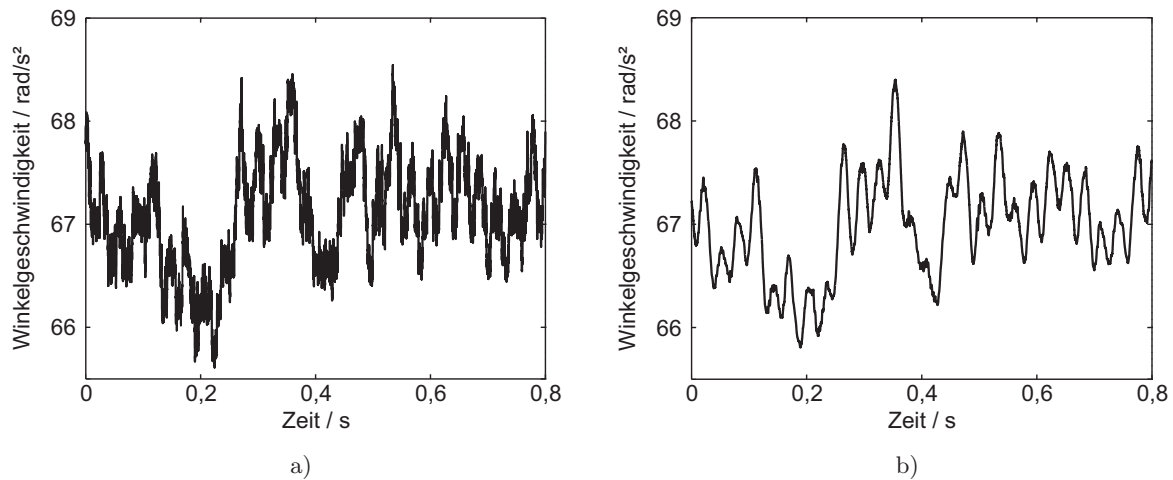
Das Ergebnis  $\ddot{\omega}_1$  ist die aktuelle geschätzte Winkelgeschwindigkeit mit der Varianz  $\sigma_{\ddot{\omega}_1}^2$ . Die beiden Schritte werden zyklisch durchlaufen, wobei im Prädiktorschritt das Ergebnis des Korrektorschritts  $\ddot{\omega}_1$  und dessen Varianz als vorherige Schätzung  $\ddot{\omega}_0$  verwendet wird.

Bei der Online-Verwendung eines Drehzahlbeobachters während des Prüfstandsbetriebs, beispielsweise für die Regelung oder als Messgröße, wird lt. [65] eine adaptive Beobachterstruktur empfohlen. Ein zusätzliches Korrekturglied ermittelt ständig den aktuellen Offset und den Verstärkungsfaktor des Beschleunigungssignals durch Vergleich mit dem Inkrementalgebersignal und führt somit zu einem verbesserten Winkelgeschwindigkeitssignal.

Die erzielte Verbesserung des Winkelgeschwindigkeitssignals bei Verwendung eines Ferrarissensors in Kombination mit einem Inkrementalgeber ist in Bild 5.2 dargestellt. Bei Verwendung des Inkrementalgebers ohne Zusatz des Beschleunigungssignals stellt sich der Verlauf in Bild 5.2 a



mit hochfrequenten Störanteilen ein, wobei das dargestellte Signal mit 1 kHz tiefpassgefiltert ist, um die Störungen zu reduzieren.



**Bild 5.2:** a) Gefilterter Winkelgeschwindigkeitsverlauf bei Verwendung eines Inkrementalgebers; b) Winkelgeschwindigkeitsverlauf bei Kombination eines Ferrarissensors mit einem Inkrementalgeber

Das geglättete Signal in Bild 5.2 b wird durch die Kalmanfilterung bei Verwendung der Messungen mit dem Ferrarissensor und dem Inkrementalgeber erzielt. Dabei verwendet das Filter den hochfrequenten Signalanteil aus dem integrierten Ferrarissensorsignal und korrigiert die Drift mit dem niederfrequenten Anteil des differenzierten Inkrementalgebersignals.

### 5.2.2 Hallsensoren an den Zahnradern

Im Rahmen dieser Arbeit wird ein Zahnrad-Geschwindigkeitssensor nach dem Hallprinzip mit einer Feinauswertung der Hallsignale entwickelt (Bild 5.3).



**Bild 5.3:** a) Frontansicht des Hallsensors; b) Rückseite des Hallsensors mit Lemo-Buchse

Die Basis für den Aufbau des Geschwindigkeitssensors bildet der kompakte Hallsensor ATS651LSH von Allegro-Microsystems. Der Sensor ist mit einem Dauermagneten versehen und mit einer Bandbreite bis 12 kHz speziell für Messungen an Zahnradern konzipiert.

Drei geometrisch getrennte, sensitive Bereiche im Hallsensor ermöglichen die Erkennung der einzelnen Zähne sowie die Ermittlung der Rotationsrichtung des Zahnrads. Die analogen Signale der drei Sensoren werden durch die integrierte Elektronik aufbereitet, analog-digital gewandelt

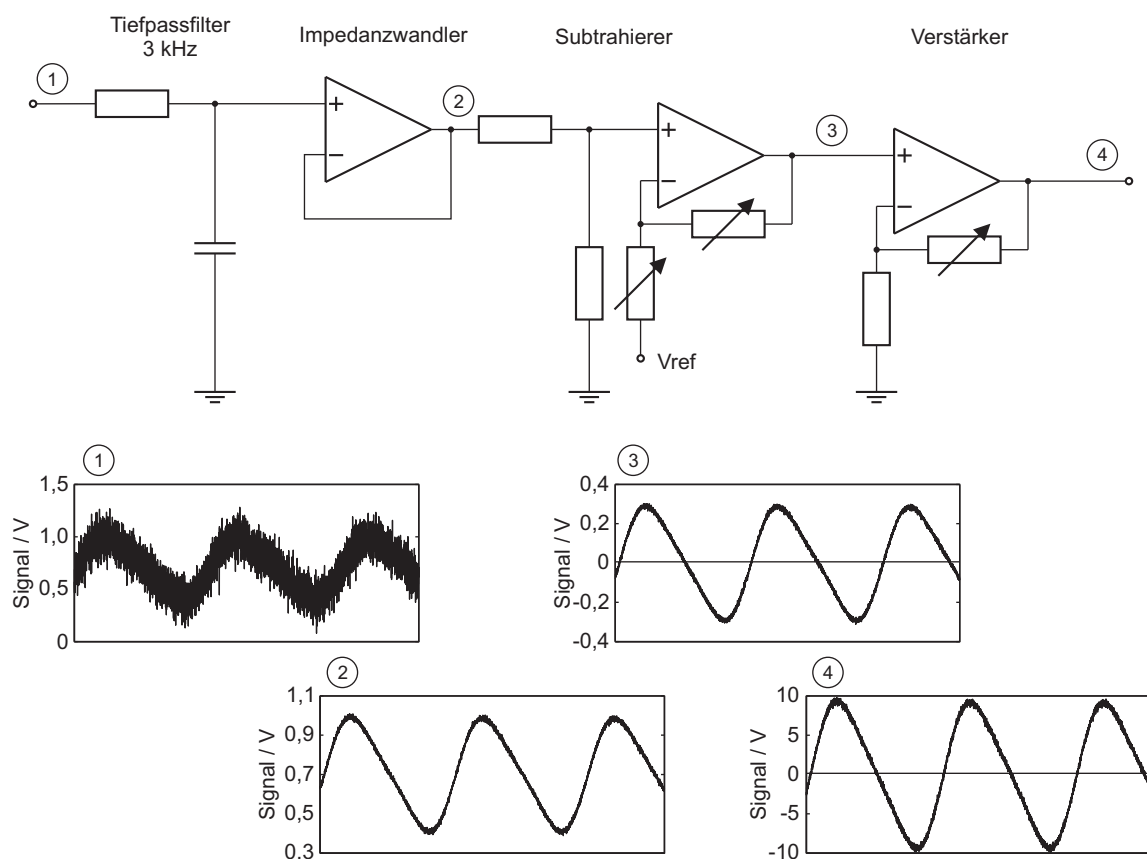


und mittels Mikrocontroller in eine kodierte Impulsfolge umgesetzt. Zusätzlich zur kodierte Impulsfolge stehen am Ausgang des Hallsensors zwei Analogsignale zur Verfügung. Die Spannungen dieser Ausgänge sind direkt proportional der magnetischen Flussdichte jeweils zweier sensibler Bereiche. Durch die Phasenverschiebung der Spuren kann Rückschluss auf die Drehrichtung des Zahnrads gezogen werden. Die Feinauswertung dieser sinusförmigen Spuren führt zu einer deutlich höheren Auflösung des Drehwinkels als die Quadrantenauswertung der Digitalsignale.

In einem M12x1 Gewinderohr sind der Hallsensor, eine analoge Signalaufbereitung und eine LEMO-Anschlussbuchse untergebracht. Eine Kontermutter mit Schlüsselweite 17 mm fixiert den Sensor im Getriebegehäuse.

### Elektrische Signalaufbereitung und Signalauswertung

Die beiden analogen Ausgangsspannungen des Hall-Elements weisen mit 300 mV einen zu geringen Spannungshub auf und müssen verstärkt werden. Um die Signale zu verstärken, muss vorher der Offset eliminiert werden. Eine Impedanzwandlung vor der Signalverarbeitung sorgt für einen hochohmigen Eingang. Somit wird der Hallsensorausgang nicht belastet.

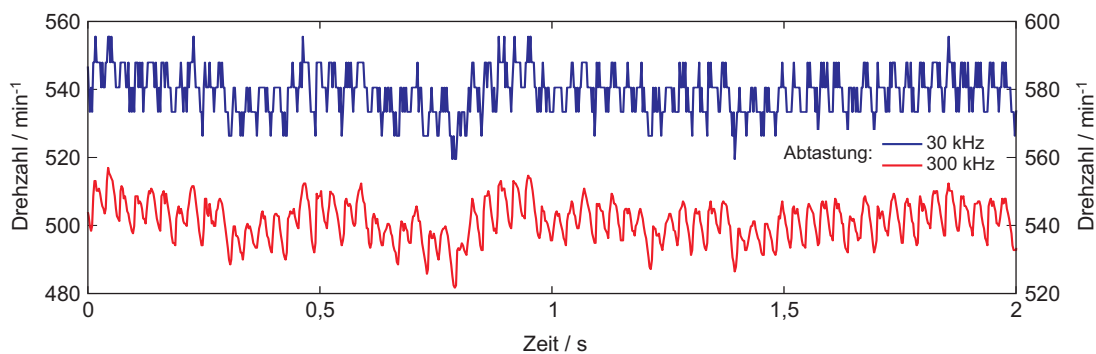


**Bild 5.4:** Analoge Signalaufbereitung der Hallsensorsignale; dargestellt ist ein Kanal

Bild 5.4 zeigt die analoge Signalaufbereitung mit Operationsverstärkern. Damit die Signale phasenrichtig bearbeitet werden, sind die OV-Schaltungen nichtinvertierend ausgelegt. Verstärkung und Offsetkorrektur kann über Potentiometer eingestellt werden.

Durch Verwendung von Wechselrichtern und elektrischen Maschinen hoher Leistung ist die Umgebung des Prüfstands hinsichtlich EMV relativ starken Störfeldern ausgesetzt. Um das SNR des Hallsensorsignal anzuheben, werden analoge Tiefpassfilter erster Ordnung mit einer Grenzfrequenz von 3 kHz eingesetzt. Die Signalauswertung und Berechnung der Winkelgeschwindigkeit erfolgt offline nach Erfassung der beiden Analogsignale mit einer Messkarte.

Da im Getriebe Drehschwingungen mit einer Frequenz bis 100 Hz gemessen werden sollen und die Zahnräder nur geringe Zähnezahlen aufweisen (25 – 42 Zähne), wird bis zu einer mittleren Drehzahl von  $2.000 \text{ min}^{-1}$  die Periodendauermessung (s. Abschnitt 2.3, S. 15) zur Berechnung der Drehzahl verwendet. Die Referenzimpulse, die während einer Geberimpulsperiode gezählt werden, entsprechen der Abtastfrequenz der Messkarte zur Datenerfassung (vgl. Abschnitt 5.3, S. 100). Je höher die Abtastrate der Messkarte ist, desto höher ist die Auflösung. In Bild 5.5 ist blau der berechnete Drehzahlverlauf bei einer Abtastung von 30 kHz und rot der Verlauf bei 300 kHz dargestellt.

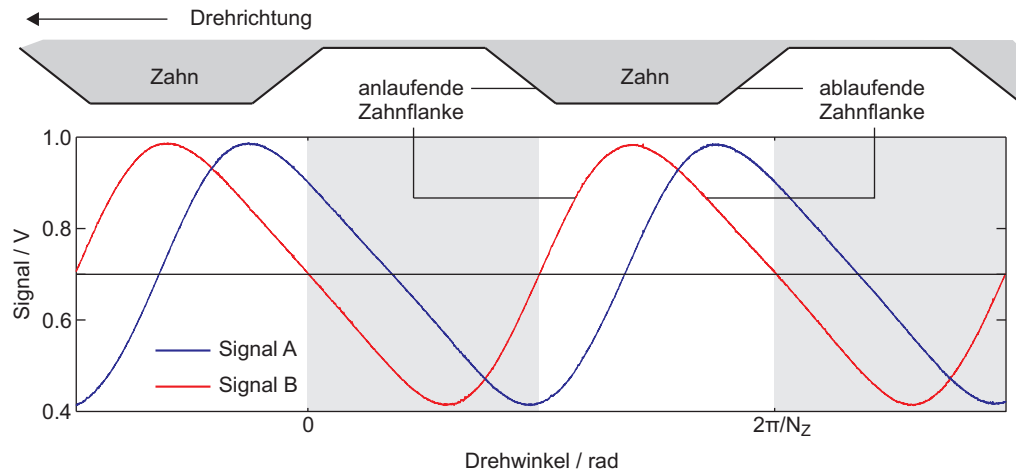


**Bild 5.5:** Drehzahlfassung durch Periodendauermessung mit unterschiedlichen Abtastfrequenzen

Das dargestellte Signal mit Frequenzanteilen im Bereich von 0 Hz – 100 Hz entspricht der Drehzahl der Vorgelegewelle eines Fahrzeuggetriebes im Leerlauf. Die mittlere Drehzahl kann mit relativ geringer Abtastung der Sensorsignale erfasst werden, jedoch werden die Drehschwingungen bei einer Abtastung von 30 kHz schlecht aufgelöst. Die Frequenzauflösung hängt von der Periodendauer der Sensorsignale und damit von der Drehzahl und der Zähnezahl des abgetasteten Zahnrads ab. Dreht das Zahnrad langsam bzw. ist die Zähnezahl gering, sinkt die Frequenzauflösung.

Für Drehzahlen  $\geq 2.000 \text{ min}^{-1}$  wird die Auflösung bei der Periodendauermessung zu grob (die Abtastrate der Messwerterfassungskarte ist begrenzt); in diesem Drehzahlbereich wird die Frequenzmessung zur Drehzahlberechnung verwendet. Die Frequenzauflösung ist dann konstant und unabhängig von der Drehzahl.

Anstelle der Periodendauer- oder Frequenzmessung kann eine dritte Methode zur Drehzahlberechnung verwendet werden. Mit dieser Methode werden die in den vorangegangenen Abschnitt beschriebenen Probleme umgangen. Die Berechnung der Drehzahl bzw. Winkelgeschwindigkeit kann indirekt über den Drehwinkel erfolgen. Dabei wird zunächst aus den Sensorsignalen in Bild 5.6 der Drehwinkel ermittelt und durch numerische Differentiation die Winkelgeschwindigkeit berechnet. Durch die erforderliche numerische Differentiation müssen das Drehwinkelsignal und somit die Hallsensorsignale  $\tilde{A}$  und  $\tilde{B}$  entsprechend aufgelöst und möglichst wenig verrauscht sein.



**Bild 5.6:** Hallsensorsignale bei Abtastung eines Zahnrads; durch unterschiedliche Signalanstiegsgeschwindigkeiten wird zwischen anlaufender und ablaufender Zahnflanke unterschieden

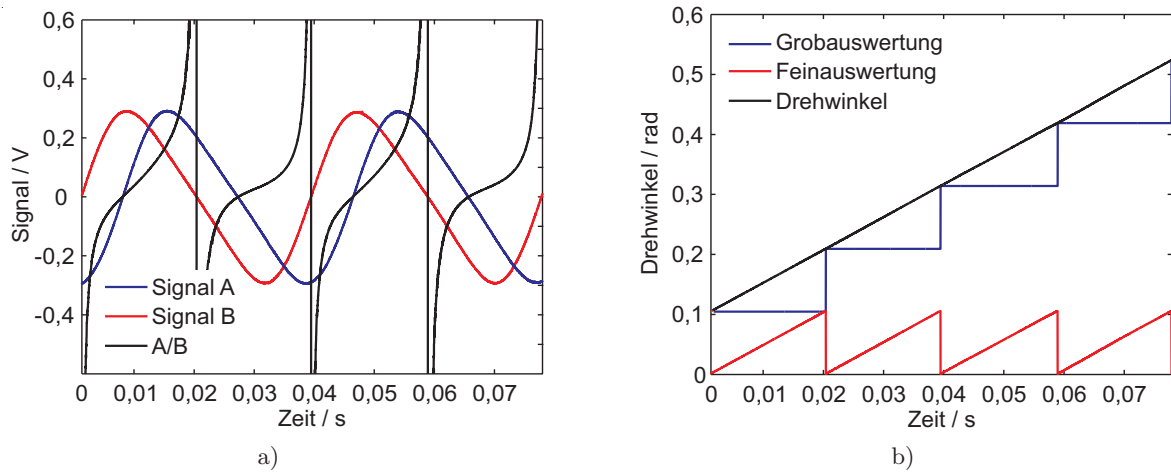
Die Ermittlung des Drehwinkels aus den Hallsensorsignalen erfolgt in zwei Schritten. Zunächst wird durch Quadrantenauswertung eine Grobauswertung und Richtungserkennung aus den beiden Signalspuren  $\tilde{A}$  und  $\tilde{B}$  durchgeführt. Dazu werden die analogen Signalspuren durch eine Triggerstufe in zwei Rechtecksignale überführt. Die zueinander phasenverschobenen Rechtecksignale werden bzgl. ihrer Flanken und Pegel mit Tabelle 5.1 ausgewertet.

**Tabelle 5.1:** Ermittlung des Drehwinkels durch Quadrantenauswertung, Drehrichtungserkennung aus Flanke und Pegel

| Pegel              | Flanke                           |                                  |                                  |                                  |
|--------------------|----------------------------------|----------------------------------|----------------------------------|----------------------------------|
|                    | $\tilde{A} \sqcap$               | $\tilde{A} \sqcup$               | $\tilde{B} \sqcap$               | $\tilde{B} \sqcup$               |
| $\tilde{A} \sqcap$ | -                                | -                                | $+\frac{360^\circ}{N_Z \cdot 4}$ | $-\frac{360^\circ}{N_Z \cdot 4}$ |
| $\tilde{A} \sqcup$ | -                                | -                                | $-\frac{360^\circ}{N_Z \cdot 4}$ | $+\frac{360^\circ}{N_Z \cdot 4}$ |
| $\tilde{B} \sqcap$ | $-\frac{360^\circ}{N_Z \cdot 4}$ | $+\frac{360^\circ}{N_Z \cdot 4}$ | -                                | -                                |
| $\tilde{B} \sqcup$ | $+\frac{360^\circ}{N_Z \cdot 4}$ | $-\frac{360^\circ}{N_Z \cdot 4}$ | -                                | -                                |

Die Auswertung erkennt eine positive oder negative Flanke im Signal  $\tilde{A}$  oder  $\tilde{B}$  und überprüft den Pegel des anderen Signals. Bei jeder Flanke wird ein Zähler weitergeschaltet, wobei die

Drehrichtung die Zählrichtung (vorwärts bzw. rückwärts) bestimmt. Der Zählerstand ist dann ein Abbild des Drehwinkels des Zahnrads. Zu bemerken ist, dass das Weiterdrehen des Zahnrads um einen Zahn eine volle Periode in  $A^\sim$  und  $B^\sim$  zur Folge hat. Dazu gehören insgesamt vier Nulldurchgänge. Somit liegt eine 4-fach-Auswertung vor. Für jeden Nulldurchgang wird der Drehwinkelwert um eine viertel Zahnweite ( $\frac{360^\circ}{N_Z \cdot 4}$ ) erhöht oder verringert, je nach Drehrichtung.



**Bild 5.7:** a) Hallsignale und Quotientenverlauf der Hallsignale; b) Drehwinkel aus Grob- und Feinauswertung

Im zweiten Schritt erfolgt die Feinauswertung. An dieser Stelle wird der Quotient aus den beiden Signalen berechnet (Bild 5.7 a). Wie in Bild 5.6 dargestellt unterscheidet sich der Anstieg des Sensorsignals bei an- und ablaufender Zahnflanke [13]. Da dadurch die beiden Signalspuren nicht ideal sinusförmig sind und die Phasenverschiebung zwischen beiden Signalen nicht exakt  $\frac{\pi}{2}$  beträgt, weicht der Quotientenverlauf von einer idealen arctan-Funktion ab. Somit entfällt eine Auswertung der Hallsensorsignale sowie Drehwinkel/-zahlberechnung mittels integrierter Bausteine (z. B. Vecon-Schaltkreis). Diese integrierten Bausteine ermöglichen online eine kombinierte Grob-/Feinauswertung durch Verwendung einer arctan-Tabelle [59].

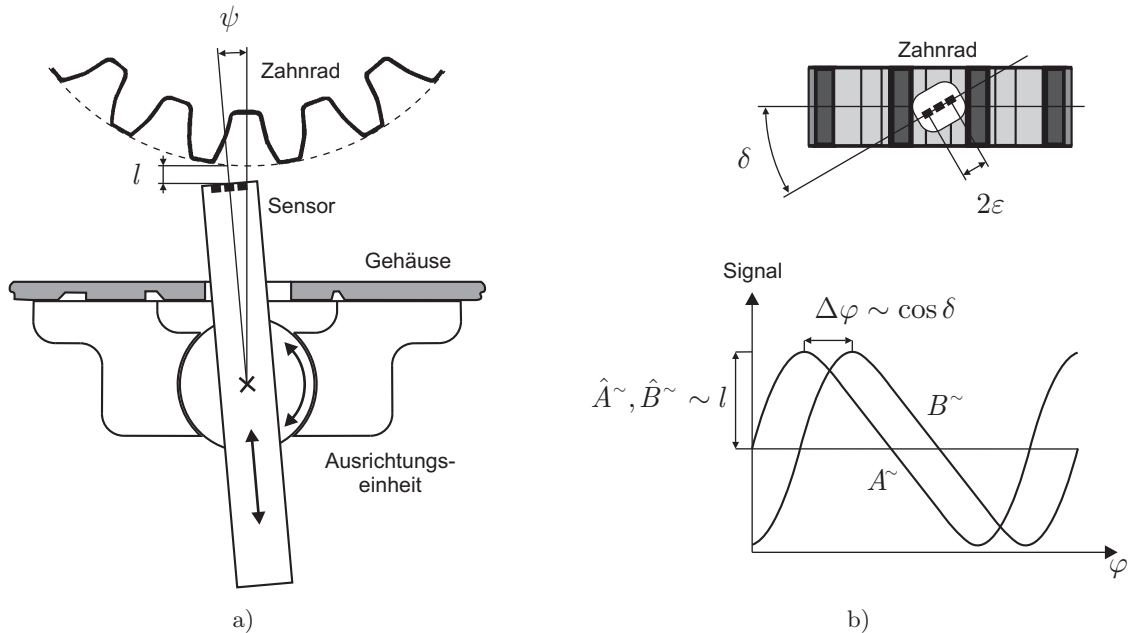
Stattdessen wird über LUTs jedem einzelnen Punkt des Quotientenverlaufs ein Winkelwert zugeordnet. Aufgrund der unsymmetrischen Form der Schwingungen ist eine LUT für den ansteigenden Ast und eine zweite für den abfallenden Ast einer Spur hinterlegt.

Die Summe der Ergebnisse aus der Grob- und aus der Feinwertung bildet den aktuellen Wert für den Drehwinkel (Bild 5.7 b). Durch numerische Differentiation wird aus dem Drehwinkel die Winkelgeschwindigkeit berechnet.

$$\varphi = \frac{y_{grob} \cdot 2 \cdot \pi}{N_Z} + \frac{y_{fein} \cdot 2 \cdot \pi}{N_Z} \quad (5.6)$$

### Ausrichtung des Sensors

Die verschiedenen Lagen der einzelnen Getriebezahnräder und die unebene Gehäusekontur des Getriebes erschweren eine genaue Ausrichtung der Hallsensoren auf das jeweilige Zahnrad. Eine entwickelte Ausrichtungseinheit (Bild 5.8 a) erleichtert die Ausrichtung und Fixierung der Sensoren.

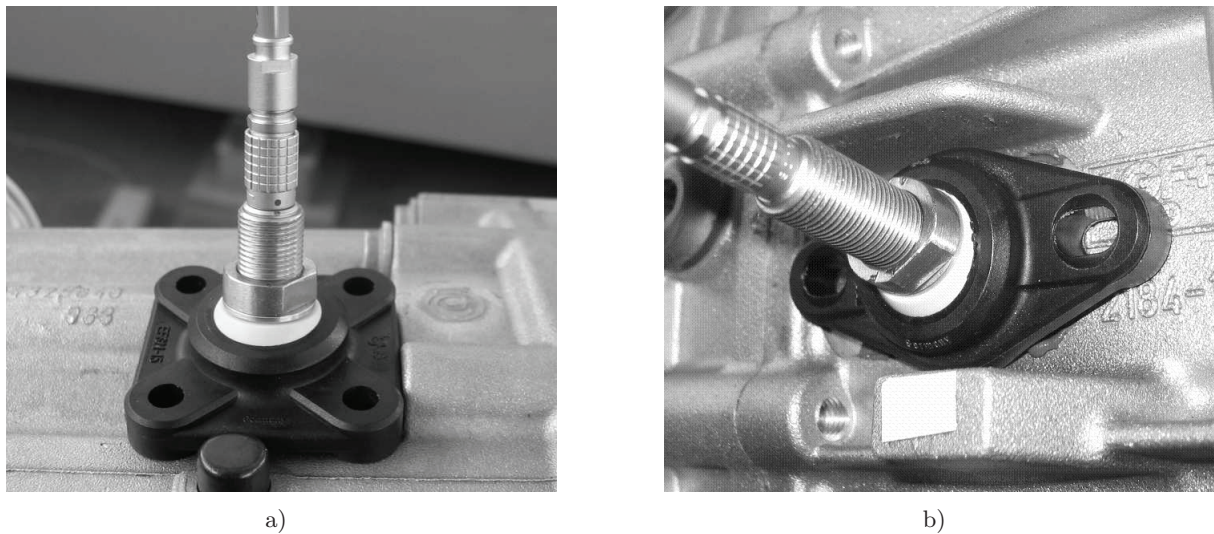


**Bild 5.8:** a) Ausrichtungseinheit für den Hallsensor; b) Auswertung der Hallsignale zur Sensorausrichtung auf das Zahnrad

Die Ausrichtungseinheit ist ein Flanschgelenk mit einer gelagerten Kugel, welche über eine Gewindebohrung den Sensor aufnimmt. Die Befestigung der Ausrichtungseinheit erfolgt durch Schraubverbindung oder durch Verkleben mit dem Getriebegehäuse; Stiftschrauben setzen die Kugel fest und fixieren den Sensor (Bild 5.9).

Bei rotierendem Zahnrad und Beobachtung der beiden Signalspuren  $A\sim$  und  $B\sim$  mit einem Oszilloskop kann die optimale Position des Hallsensors zur Ausrichtung auf die Stirnseite des Zahnrads ermittelt werden (Bild 5.8 b). Der Sensor wird zunächst durch eine Bohrung im Getriebegehäuse in die Nähe des Zahnrads geführt und das Ausrichtungssystem am Gehäuse befestigt. Durch Drehen des Sensors in der Kugel kann der Abstand  $l$  zwischen Sensor und Zahnrad eingestellt werden. Die richtige Entfernung des Hallsensors zum Zahnrad ist erreicht, wenn die Signalamplituden  $\hat{A}\sim$  bzw.  $\hat{B}\sim$  ca. 300 mV betragen. Über die Kugelorientierung muss der Sensor radial auf das Zahnrad ausgerichtet werden (Kippwinkel  $\psi$ ). Bei  $\psi = 0^\circ$  sind die Amplituden der beiden Signalspuren gleich groß. Die Ausrichtung bzgl. der sensitiven Bereiche des Hallsensors (Drehwinkel  $\delta$ ) erfolgt über geringfügiges Drehen des Sensors. Dabei ist die Phasenlage zwischen den beiden Signalspuren auf ein Maximum einzustellen. Ist die endgültige Position des

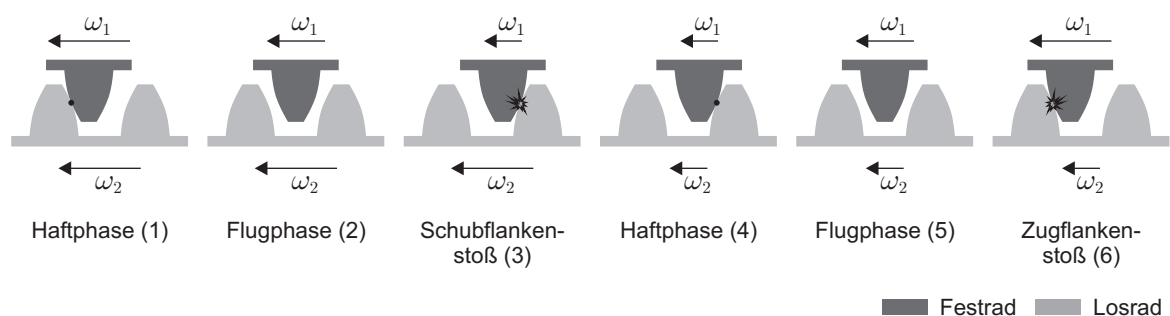
Sensors gefunden, wird die Kugel mit den Stiftschrauben in dieser Stellung fixiert.



**Bild 5.9:** Mit Flanschgelenke ausgerichtete Hallsensoren an einem Fahrzeuggetriebe

### Erfassung von Verdrehflankenstößen der Getriebelosräder

Bei der Ausrichtung des Hallsensors auf ein Getriebelosrad, können bei Verwendung der Drehwinkel-Feinauswertung Aussagen über eventuell auftretende Stoßereignisse getroffen werden. Wird ein Losrad von einem dreh-schwingenden Festrad angetrieben, können am Losrad Verdrehflanken und Axialstöße auftreten. Mit dem Hallsensor können vorteilhaft Verdrehflankenstöße erfasst werden. Bild 5.10 zeigt eine Sequenz mit zwei Verdrehflankenstößen innerhalb einer Drehschwingungsperiode.



**Bild 5.10:** Sequentieller Bewegungsablauf von Fest- und Losrad während einer Drehschwingungsperiode

Der Ablauf ist in vier Phasen sowie einem Schub- und einem Zugflankenstoß unterteilt. Fest- und Losrad drehen mit einer mittleren Winkelgeschwindigkeit und überlagerter monofrequenter Drehschwingung. Das Festrad wird angetrieben. Das Bewegungsverhalten beider Zahnräder ist in Bild 5.11 dargestellt. Um das Schwingungsverhalten hervorzuheben wird die mittlere Winkelgeschwindigkeit nicht mit dargestellt.

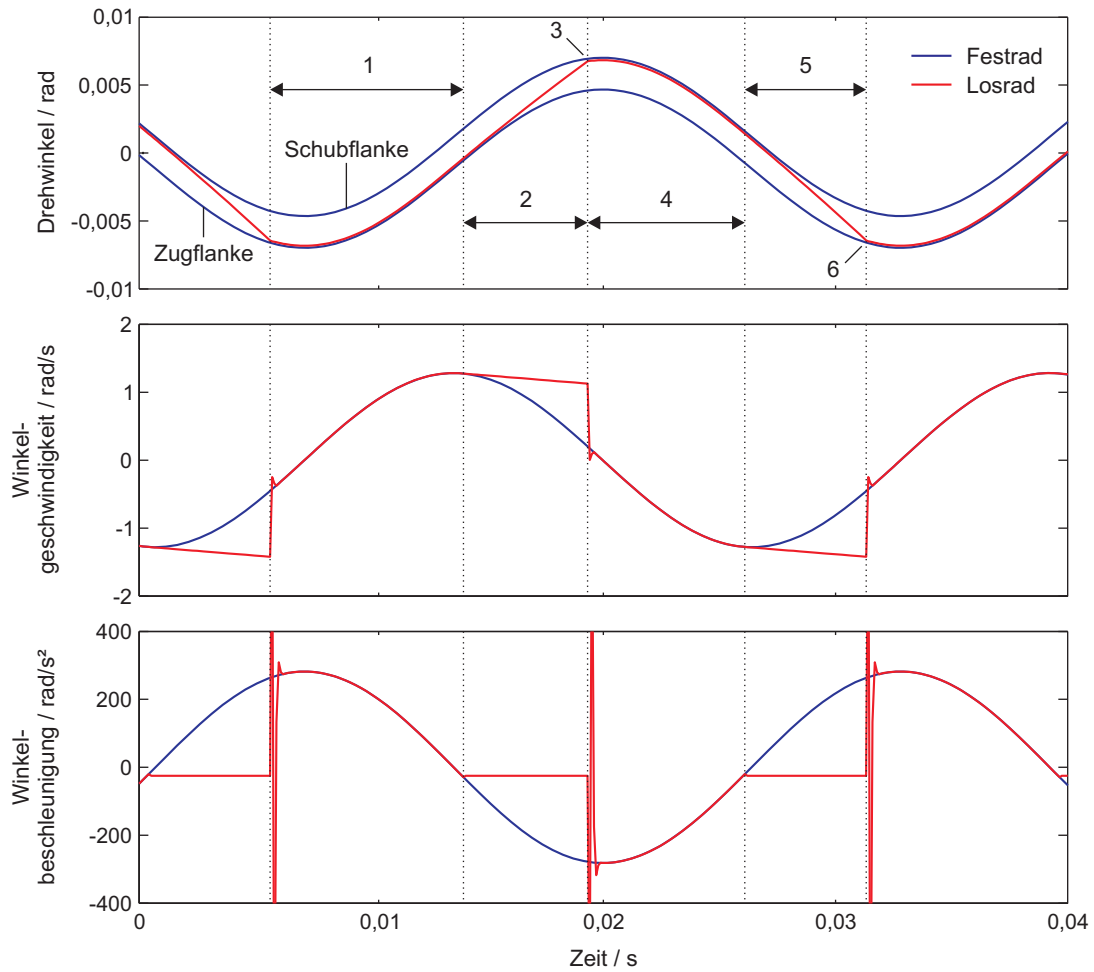


Bild 5.11: Bewegungsverhalten von Fest- und Losrad während einer Drehschwingungsperiode

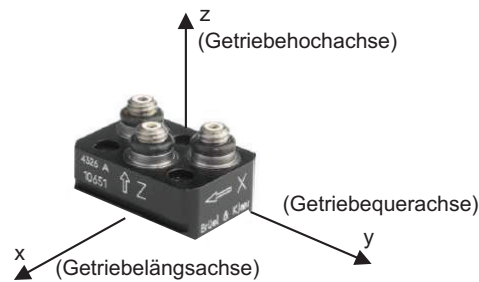
Durch Berechnung des Drehwinkels aus den Hallsensorsignalen können Aussagen über den Zeitpunkt eines Verdrehflankenstoßes getroffen werden. Zur Berechnung der Stoßintensität muss aus dem Drehwinkel die Winkelgeschwindigkeit berechnet werden [44], was eine hohe Signalgüte des Drehwinkels voraussetzt.

### 5.2.3 Beschleunigungssensoren

Neben den zuvor beschriebenen Sensoren werden Körperschallsensoren nach DIN13373-1 [7] zur Erfassung des Getriebegeräusches eingesetzt. Ein piezoelektrischer Beschleunigungssensor (im Folgenden als Körperschallsensor bezeichnet) in triaxialer Ausführung (Typ: Brüel & Kjær 4326-A) ist auf der Getriebeunterseite im Bereich des Getriebeabtriebs zur Messung der Schwingbeschleunigung befestigt. Der gewählte Befestigungsort am Getriebegehäuse ist schwingungstechnisch wenig relevant, sondern beruht auf der Erfahrung eines Fahrzeugherstellers. Zur Vermeidung von Störeinflüssen während der Messung ist das Körperschallsensorgehäuse elektrisch vom Getriebe und damit vom Bezugspotenzial getrennt. Die drei Achsen weisen folgende Resonanzfrequenzen auf:  $f_{eig,x} = 25 \text{ kHz}$ ,  $f_{eig,y} = 22 \text{ kHz}$  und  $f_{eig,z} = 49 \text{ kHz}$ . Die Befestigung des



Sensors erfolgt nach [7] mit Epoxydharzklebstoff; eine steifere Anbindung durch starre Schraubverbindungen ist am Getriebegehäuse nicht gegeben. Die Resonanzfrequenzen werden durch die Klebeverbindung auf ca. 8 kHz verringert. Die Orientierung des Sensors ist in Bild 5.12 dargestellt.

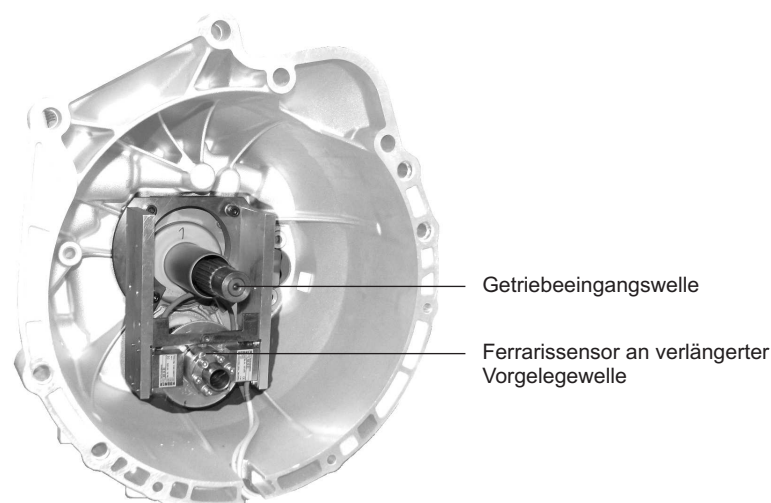


**Bild 5.12:** Orientierung des Körperschallsensors

stellt. Die Prüfgetriebe sind in Längsbauweise ausgeführt, somit entspricht die Ausrichtung der Sensorachsen dem üblichen Fahrzeugkoordinatensystem ( $x$  = Fahrzeuglängsachse,  $y$  = Fahrzeugquerachse,  $z$  = Fahrzeughochachse). Als Signalverstärker wird ein dreikanaliger integrierender Ladungsverstärker (Typ: MMF M68D3) eingesetzt. Der integrierte Hochpassfilter ist auf 3 Hz eingestellt, der Tiefpassfilter auf die maximale Grenzfrequenz von 50 kHz.

#### 5.2.4 Ferrarissensor an der Vorgelegewelle

Getriebe werden am Prüfstand ohne Zweimassenschwungrad und ohne Kupplung untersucht, somit steht der freie Raum in der Kupplungsglocke zur Unterbringung von Sensoren zur Verfügung. Zur Erfassung der Bewegungsgrößen der Vorgelegewelle wird ein Winkelbeschleunigungssensor nach dem Ferraris-Prinzip (s. Abschnitt 2.4, S. 18) eingesetzt. Dazu wird die Vorgelegewelle in den Bereich der Kupplungsglocke verlängert, die Aluminiumscheibe auf der Wellenverlängerung befestigt und die Aufnehmerspulen am Getriebegehäuse angebracht (Bild 5.13).



**Bild 5.13:** Ferrarissensor an der verlängerten Vorgelegewelle; untergebracht in der Kupplungsglocke eines Fahrzeuggetriebes



Der Sensor eignet sich zur Detektion von Zahnflankenstößen, die an den Festrädern auf der Vorgelegewelle auftreten. In [28, 113] wird gezeigt, dass der Ferrarissensor qualitativ hochwertige störungsarme Messsignale liefert, die zur Beschreibung der Bewegungszustände von spielbehafteten Antrieben geeignet sind.

Verwendet wird ein Dual-Beschleunigungssensor der Baumer Hübner GmbH vom Typ ACC94 mit einem HEAG 164-15 Sensorverstärker und einer Bandbreite bis 1,5 kHz.

### 5.3 Messwerterfassung

Die Signalaufzeichnung der einzelnen Sensoren erfolgt unabhängig von der Prüfstandssteuerung in einem separaten IPC. Um Störeinflüsse über das Versorgungsnetz auf den Mess-PC zu verringern, erfolgt die Energieversorgung durch eine unterbrechungsfreie Stromversorgung (USV). Während der Messzeit trennt ein Schütz die USV vom Versorgungsnetz. Der Messrechner wird solange aus den Batterien der USV versorgt, bis das Schütz nach Beendigung der Messung die USV wieder ans Netz schaltet.

Die Datenerfassung erfolgt durch zwei analoge PCI-Einsteckkarten. Jeweils acht Kanäle pro Karte filtern und digitalisieren die unterschiedlichen Sensorsignale. Die identischen Messkarten (PCI-HSDI8 von General Standards Corporation [40]) weisen folgende Eigenschaften auf:

- Acht 16-Bit Analog-Eingangskanäle
- Sigma-Delta Konvertierung für jeden Kanal
- Integrierte Antialiasing-Eingangsfiler für jeden Kanal
- Abtastraten in einem Bereich von 30 ksps – 1.100 ksps pro Kanal
- 256k-Sample FIFO Zwischenspeicher
- 2-Kanal DMA
- Synchronisationsfunktion zur Verwendung mehrerer Messkarten
- Selbstkalibrierungsfunktion

Durch Synchronisation der beiden Karten stehen 16 unabhängige, zeitsynchrone Messkanäle zur Verfügung, welche sowohl single-ended als auch differentiell betrieben werden können (Bild A.1).

Zur Erfüllung der Anforderungen bei den Prüfstandsversuchen ist ein spezielles Erfassungsprogramm notwendig. Da für die beschriebenen Messkarten keine Software vom Hersteller oder

ein kommerzielles Programm verfügbar ist, wird ein eigenes Benutzerprogramm (Prüfstands-Messprogramm) mit grafischer Oberfläche erstellt. Für die Einstellungen und Steuerungen der Datenerfassungskarten sowie des Datentransfers und das Darstellen der Rohdaten aus den Kartenpuffern wird eine komfortable Anwendung (Bilder 5.14, 5.14) auf Windowsbasis erstellt.

Das Messprogramm ermöglicht die Verwaltung der Messkanäle und der Datenerfassung. Im linken Eingabebereich der grafischen Benutzeroberfläche werden die Abtastfrequenz (gültig für beide Messkarten) eingestellt und die Kanäle konfiguriert. Der Eingangsspannungsbereich kann zwischen  $\pm 1.25\text{ V}$ ,  $\pm 2.5\text{ V}$ ,  $\pm 5\text{ V}$  oder  $\pm 10\text{ V}$  eingestellt werden. Zur Überprüfung der Signale an den Kanaleingängen steht eine Funktion zur Verfügung, welche die 16 aktuellen Kanalspannungen anzeigt und als Verläufe in den Diagrammen der rechten Spalte anzeigt. Diese Funktion ermöglicht das Ausrichten und Testen von Sensoren, beispielsweise von Weg- oder den in Abschnitt 5.2.2 beschriebenen Hallsensoren.

Zur Fehlerdiagnose der beiden Messkarten können sämtliche Register der Karten ausgelesen und angezeigt werden. Zusätzlich steht eine automatische Kalibrierung der 16 Kanäle zur Verfügung, bei der ein Spannungsreferenzsignal auf die Eingänge geschaltet wird und die Kanäle mit dieser Spannung kalibriert werden.

Der mittlere Bereich der Benutzeroberfläche dient der Eingabe der Messeinstellungen. Dazu gehören die Messdauer in Sekunden, der Dateiname und Speicherort zur Ablage der Rohdaten und eine Möglichkeit zur Bezeichnung der einzelnen Kanäle. Sind Abtastfrequenz, Eingangsspannungsbereich und Eingangstyp gewählt, werden über die Taste „Karten init./autokal.“ die Messkarten, durch Setzen der entsprechenden Register, initialisiert. Anschließend wird durch Betätigen des Schalters „Daten erfassen“ die Messung gestartet. Nach erfolgter Messung können über die Registerkarte „Diagramme“ die zeitlichen Verläufe aller 16 Kanäle über den Zeitraum der Erfassungsdauer zur Anzeige gebracht werden.

In der Statuszeile werden die aktuell durchgeführte Funktion des Programms sowie auftretende Fehler angezeigt. Die verwendeten Karten werden bei Programmstart erkannt und die Typbezeichnung im linken Bereich der Statusleiste angezeigt.

Das Messprogramm enthält die Initialisierung und Kalibrierung der Messkarten. Die Taktgenerierung der Messkarten sowie die Realisierung des Datentransfers zum Host-PC sind im Anhang A.1 erläutert.

Eine Unterfunktion des Messprogramms umfasst die Lüftersteuerung des Prüfstands. Gesteuert werden die Gebläse der Wechselrichter und des Servomotors. Die Gebläse können einzeln zu- oder abgeschaltet oder mit dem Messzyklus synchronisiert werden. Beispielsweise kann bei Luftschallmessungen am Prüfling zu Beginn der Messung eine Abschaltung der Gebläse vorgenommen werden. Nach Beendigung der Messung werden die Gebläse wieder aktiviert.

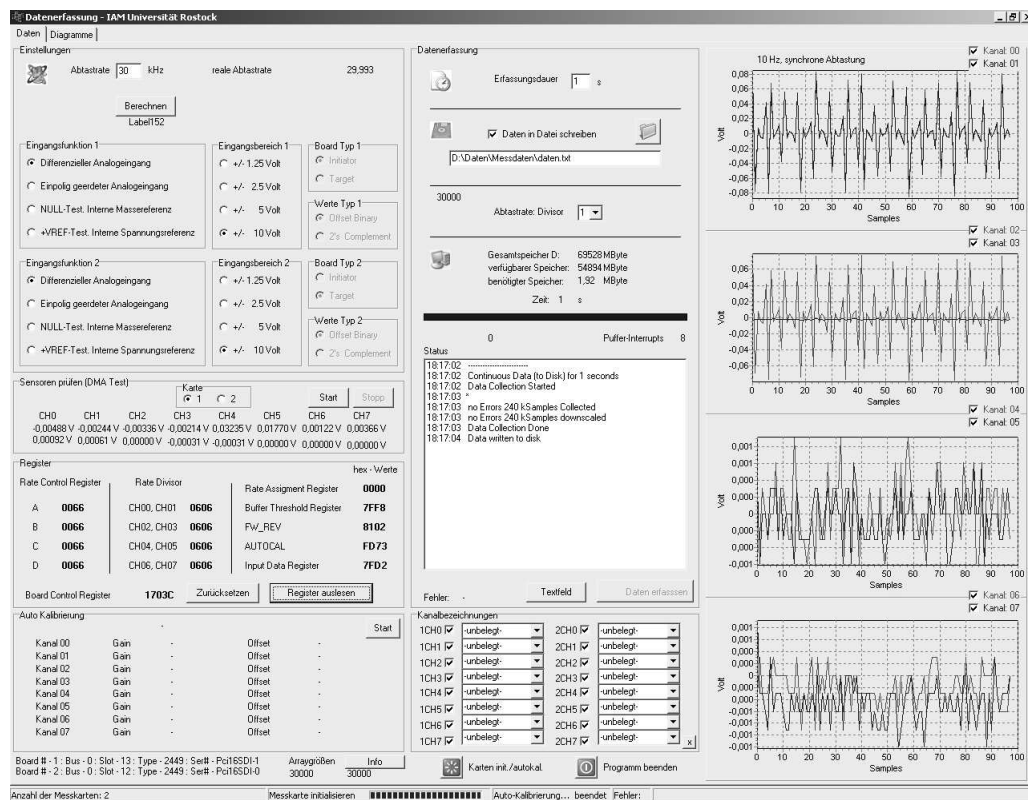


Bild 5.14: Windowsanwendung zur Messdatenerfassung

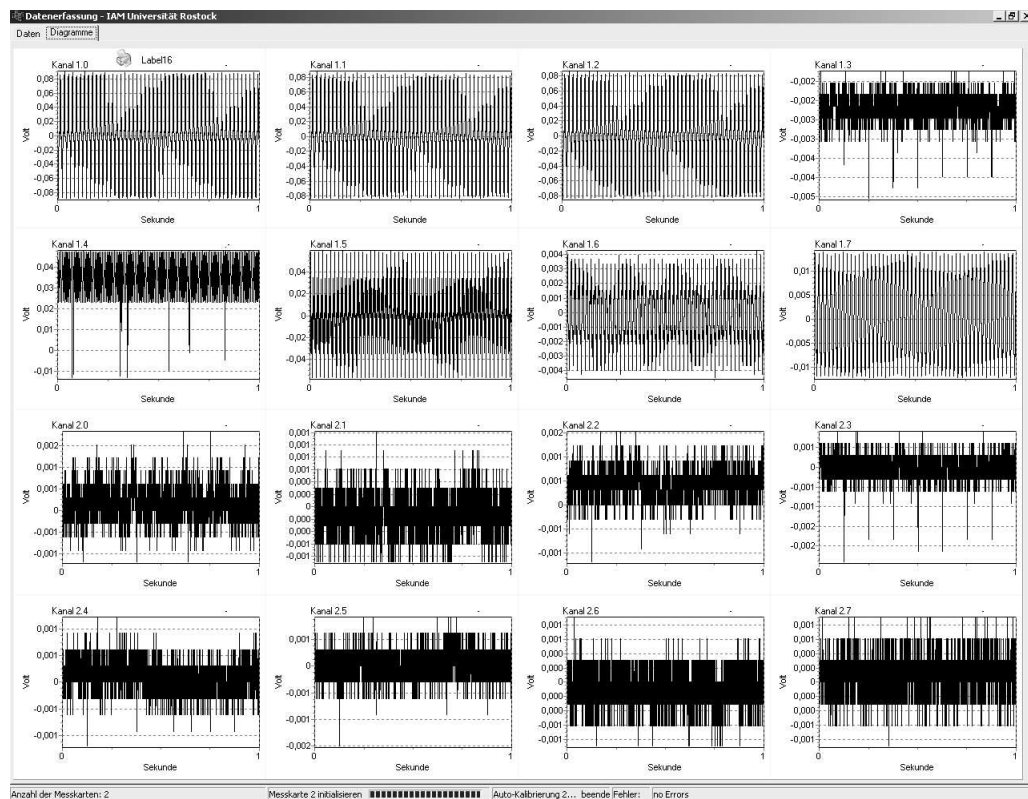


Bild 5.15: 16 Diagramme zur Messwertdarstellung

## 6 Prüfstandsabgleich mit Messergebnissen aus Fahrzeugmessungen

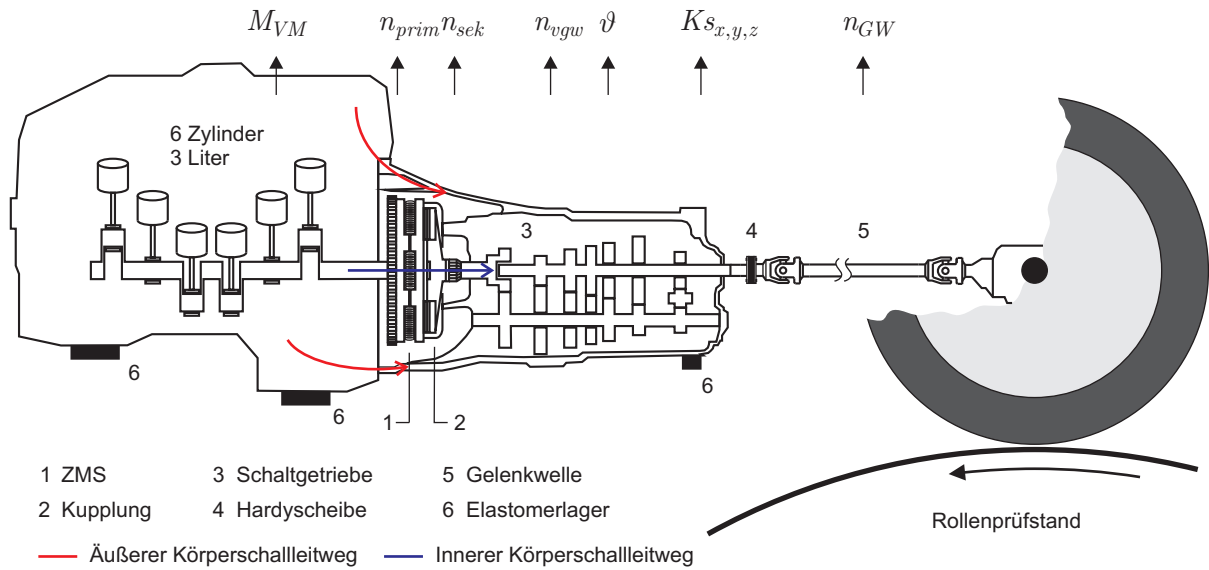
Im folgenden Kapitel werden einige, am Prüfstand durchgeführten Versuche erläutert und ausgewertet. Die Testläufe und Versuchsergebnisse dienen der Erprobung und Bewertung des Prüfstands bzgl. seiner Leistungsfähigkeit, d. h. der Fähigkeit einen Verbrennungsmotor bzw. einen vollständigen Fahrzeugantriebsstrang nachzubilden. Dafür werden zunächst die durchgeführten Versuche zum Abgleich mit einem Fahrzeug erläutert; anschließend erfolgt ein Nachweis auf die Reproduzierbarkeit der Messergebnisse.

Grundlage zukünftiger Prüfstandsversuche ist die Vergleichbarkeit der Anlage mit einem Fahrzeugantriebsstrang. Da Antriebskomponenten separat von ihrer späteren Betriebsumgebung untersucht werden, muss gezeigt werden, dass der Prüfstand die Zustände, wie sie im Fahrzeug herrschen, korrekt bzw. mit vorhersagbarer Abweichung nachbildet.

### 6.1 Fahrzeugversuche auf dem Rollenprüfstand

Für den Vergleich zwischen Fahrzeug und Prüfstand wird das Schaltgetriebe als Prüfling verwendet. Zunächst werden Messungen am Fahrzeug auf dem Rollenprüfstand durchgeführt. Das Handschaltgetriebe und die übrigen Komponenten des Antriebsstrangs sind im Fahrzeug mit Sensoren ausgerüstet, während das Fahrzeug unterschiedliche Testläufe (Leerlauf, Teil- und Volllastszenarien) absolviert. Anschließend wird das Getriebe mit den Sensoren auf dem Prüfstand betrieben und die Messungen wiederholt. Für die Anregung der Antriebseinheit des Prüfstands werden die Drehzahlverläufe aus den Messungen im Fahrzeug verwendet. Ziel ist es, identisches Klapper- und Rasserverhalten des Getriebes auf dem Prüfstand wie im Fahrzeug nachzuweisen. Dafür dienen die Drehzahlsignale des Getriebes und die Körperschallsignale des Getriebegehäuses als Vergleichsgrößen. Bild 6.1 zeigt die am Antriebsstrang während der Fahrzeugmessungen auf dem Rollenprüfstand gemessenen Zustände (Signale).

Die Messungen auf dem Rollenprüfstand erfolgen an einem Fahrzeug mit Heckantrieb und 6-Gang Handschaltgetriebe in Vorgelegebauweise. Das Fahrzeug ist mit einem 6-Zylinder-Ottomotor (3l Hubraum) ausgestattet und erzeugt somit Drehungleichförmigkeiten der dritten, sechsten und neunten Ordnung. Der Antriebsstrang besteht aus den Komponenten: Verbrennungsmotor, Zweimassenschwungrad, Kupplung, Schaltgetriebe, Hardyscheibe, Gelenkwelle, Achsgetriebe, Seitenwellen und Räder.



**Bild 6.1:** Messgrößen und Erfassungsorte bei Messungen am Fahrzeugantriebsstrang

Aufgrund von Bauraumbeschränkungen am Fahrzeugantriebsstrang wird das Drehmoment im Antriebsstrang nicht durch eine zusätzliche Drehmomentmesswelle gemessen, sondern aus den Daten des CAN-Busses ausgelesen und aufgezeichnet. Die Motorsteuerung berechnet das Motormoment aus der Einspritzmenge.

**Tabelle 6.1:** Messgrößen bei den Fahrzeugmessungen

| Symbol       | Größe        | Erfassungsort   |
|--------------|--------------|---|
| $M_{VM}$     | Motormoment  | Verbrennungsmotor, CAN-Bus                                    |
| $n_{prim}$   | Drehzahl     | Zweimassenschwungrad (primärseitig), Anlasserzahnkranz        |
| $n_{sek}$    | Drehzahl     | Zweimassenschwungrad (sekundärseitig), zusätzlicher Zahnkranz |
| $n_{vgw}$    | Drehzahl     | Vorgelegewelle, Festrad 6.Gang                                |
| $n_{GW}$     | Drehzahl     | Gelenkwelle   |
| $Ks_{x,y,z}$ | Körperschall | Getriebeunterseite (Getriebeausgang)                          |
| $\vartheta$  | Öltemperatur | Getriebeunterseite (Ölsumpf)                                  |

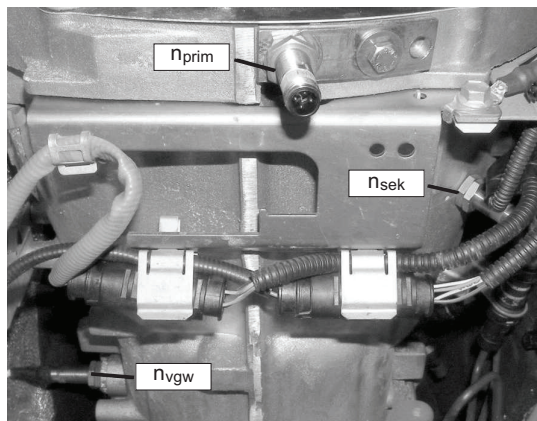
Zur Erfassung der Größen  $n_{prim}$  und  $n_{vgw}$  werden mit induktiven Aufnehmern die Drehzahlen an den Zähnen des Anlasserzahnkranzes (115 Zähne) und des Festrads des 6. Gangs (47 Zähne) auf der Vorgelegewelle abgetastet. Ein an die Sekundärseite des Zweimassenschwungrads zusätzlich angeschweißter Zahnkranz (130 Zähne) dient zur Ermittlung von  $n_{sek}$ . Diese Drehzahl wird ebenfalls mit dem induktiven Sensor gemessen. Die Sensoren sind in Bohrungen in der Kupplungsglocke des Getriebes eingesetzt. Zur Abtastung der Vorgelegewelle wird der Sensor in die



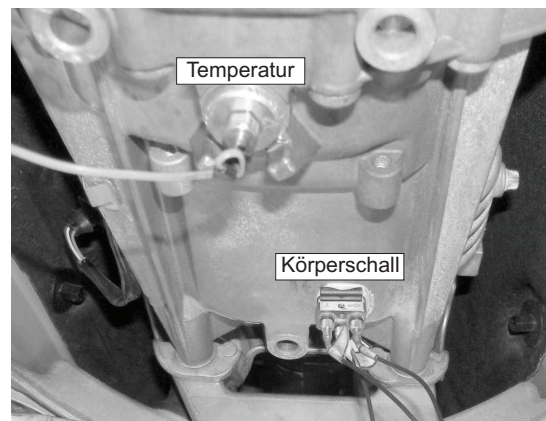
Ölbefüllungsbohrung eingeschraubt. Die Bewegungserfassung der Getriebeausgangswelle erfolgt durch Abtastung mit einem auf die Gelenkwelle ausgerichteten Laservibrometer. Ein Triaxial-Beschleunigungssensor (Typ: Brüel & Kjær 4326-A) an der Unterseite des Getriebes dient zur Erfassung des Getriebekörperschalls. Ein Temperatursensor in der Ölablassschraube überwacht die Getriebeöltemperatur im Ölsumpf. In Bild 6.2 ist das im Fahrzeug eingebaute Getriebe mit den applizierten Sensoren dargestellt.

Folgende Fahrversuche werden auf dem Rollenprüfstand mit dem Fahrzeug durchgeführt:

- **Auskuppeln:** Zunächst Betrieb des Fahrzeugs im Standlauf und Leerlauf des Getriebes. Anschließend Betätigung der Kupplung
- **Leerlauf:** Betrieb des Fahrzeugs im Standlauf bei im Leerlauf geschaltetem Getriebe
- **Anfahren:** Einkuppelvorgang aus dem Standlauf des Fahrzeugs heraus
- **Hochlauf:** Beschleunigen des Fahrzeugs bei gleichzeitiger Belastung auf dem Rollenprüfstand in verschiedenen Getriebegängen



a)



b)

**Bild 6.2:** a) Induktive Sensoren zur Drehzahlerfassung; b) Temperatur- und Körperschallsensor für Messungen an einem Getriebe im Fahrzeug; Blick auf die Fahrzeug-/Getriebeunterseite

## 6.2 Messungen an den Getrieben auf dem Prüfstand

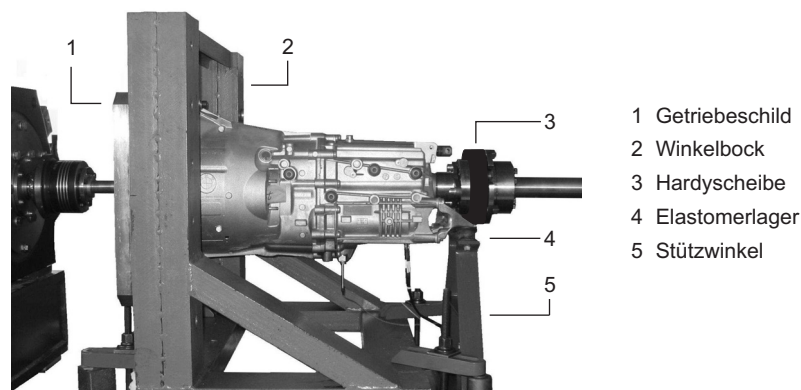
In den folgenden Abschnitten werden die mit den Getrieben durchgeführten Messungen auf dem Prüfstand erläutert und ausgewertet. Dazu werden die Getriebeeingangs- und ausgangsdaten von der Fahrzeugmessung auf den Prüfstand übertragen. Das Getriebe wird unter nahezu gleichen Bedingungen wie im Fahrzeug aufgespannt und die Reaktionen des Getriebes (Drehzahl, Körperschall) auf die Prüfstandsankregung gemessen. Die Sensorenpositionierung erfolgt identisch zu den Fahrzeugmessungen. Die Fahrzeug- und Prüfstandsmessungen zum Prüfstandsabgleich

werden an zwei verschiedenen Getrieben durchgeführt. Die in den folgenden Abschnitten aufgezeigten Messungen und Ergebnisse werden an einem Getriebe erläutert. Die Ergebnisse für das zweite Getriebe sind im Anhang A.4 dargestellt.

Zur Beurteilung von Schwingungsgemischen auf vergleichender Basis zwischen Fahrzeug und Prüfstand wird die so genannte „effektive Schwingstärke“ nach DIN 45661 [6] und nach DIN 45662 [5] benutzt. Darunter ist der quadratische Mittelwert der Schwingbeschleunigung, der Schwinggeschwindigkeit, oder des Schwingwegs in einem definierten Frequenzbereich zu verstehen. Der Intervall-Effektivwert ist ein Äquivalent der Signalenergie über den betrachteten Zeitbereich. Die Datenauswertung der Schwingungssignale erfolgt im Zeit- und Frequenzbereich unter Berücksichtigung der DIN 13373-2 [11].

### 6.2.1 Aufspannung des Getriebes am Prüfstand

Am Prüfstand wird eine identische Aufspannung des Getriebes wie in einem realen Fahrzeug angestrebt. Tatsächlich ist das Getriebe auf einer massiven Aufspannplatte (Getriebeschild) festgeschraubt, die an einen Aufspannwinkel befestigt ist (Bild 6.3). Aufspannwinkel und Getriebeschild sind sehr steif ausgeführt und entsprechen nahezu der Befestigung des Getriebes am Motorblock in einem Fahrzeug.



**Bild 6.3:** Prüfgetriebe am Prüfstand zwischen Antriebs- und Abtriebseinheit mit vorderer und hinterer Aufspannung

Die hintere Abstützung des Getriebegehäuses erfolgt wie im Fahrzeug über einen Stützwinkel. Zwei Elastomerlager zwischen Getriebegehäuse und Stützwinkel sorgen im Fahrzeug und am Prüfstand für eine tief abgestimmte, elastische Aufhängung. Im Fahrzeug bilden Motorblock und Getriebe eine Einheit, welche mit ihrem Gewicht auf den Elastomerlagern ruht (Bild 6.1). Am Prüfstand wird das Gewicht des Getriebes vollständig vom Winkelbock gehalten. Um gleiche Bedingungen im schwingungstechnischen Sinn zu erhalten, muss die hintere Getriebeabstützung vorgespannt werden. Untersuchungen eines Getriebeherstellers mit unterschiedlichen Vorspannungen der hinteren Getriebeaufhängung und verschiedenen Steifigkeiten der Elastomerlager

haben nur geringen bis gar keinen Einfluss auf das Körperschallverhalten ergeben. Die Untersuchungen zeigen den Einfluss der Vorspannung auf die Klapper- und Rasseigenschaften des Getriebes. Da die schwingungsdämpfende Wirkung der Elastomerlager unterhalb des Frequenzbereichs liegt, in dem das Getriebeklappen und -rasseln auftreten (zur Verringerung des Ruckelns, s. Bild 3.3), ist der Einfluss der Abstützung auf diese Getriebegeräusche zu vernachlässigen. Die hintere Abstützung wird für Messungen am Prüfstand nicht vorgespannt.

Die Fahrzeugkupplung sowie das Zweimassenschwungrad werden im Prüfstandsversuch nicht eingesetzt. Entsprechend dem Einbau in einem Fahrzeug erfolgt die Anbindung der Getriebeeingangswelle an den Antrieb spielbehaftet, d. h. die Getriebeeingangswelle ist über eine Keilwellenverzahnung und eine Sicherheitskupplung mit der drehzahlgeregelten Antriebseinheit des Prüfstands verbunden. Beim Blockieren des Getriebes bzw. bei Überlast des Prüfstands trennt die Sicherheitskupplung die Antriebseinheit vom Getriebe. Durch die direkte Anregung der Getriebeeingangswelle mit der Antriebseinheit, ohne ein ZMS als Zwischenkomponente, muss die Antriebseinheit geringere Drehungleichförmigkeiten erzeugen als mit ZMS.

Die Getriebeausgangswelle ist über eine Hardyscheibe, eine Torsionswelle sowie eine Wellenkupplung mit der Abtriebseinheit des Prüfstands verbunden. Das Getriebe ist am Prüfstand mit der gleichen Ölsorte und Ölmenge wie bei den Fahrzeugversuchen befüllt.

### 6.2.2 Datenaufbereitung der Fahrzeugmessung

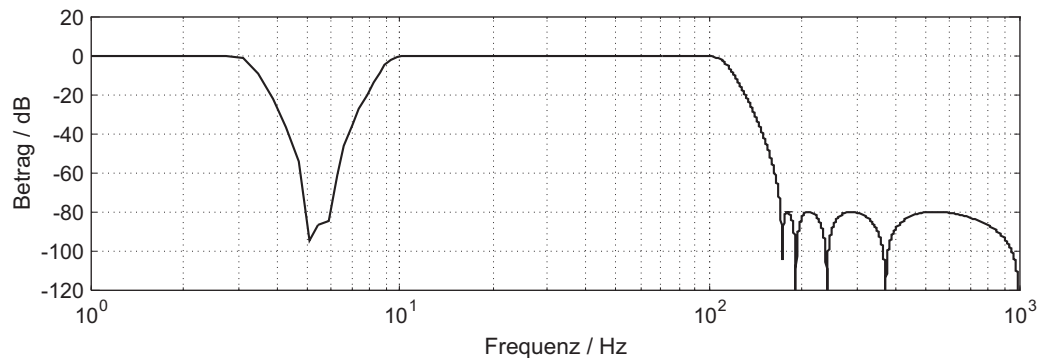
Die Anregung des Getriebes in den einzelnen Versuchen auf dem Prüfstand erfolgt mit den Drehzahlmesssignalen aus den Fahrzeugmessungen. Da das ZMS nicht eingebaut ist, wird das Drehzahlsignal  $n_{sek}$  verwendet. Das Signal repräsentiert im Fahrzeug die sekundärseitige Drehzahl des ZMS, d. h. die Drehzahl vor der Kupplung und vor dem Spiel der Getriebeeingangswelle.

Die Datenerfassung bei den Fahrzeugversuchen erfolgt mit einer Abtastrate von 6,4 kHz, der Prüfstandsregler ist mit einer Frequenz von 5 kHz getaktet. Zur korrekten Abbildung der Zeitbasis des Drehzahlverlaufs ist eine Reduzierung der Abtastrate der Fahrzeugmessungen notwendig. Da der Faktor zwischen beiden Taktraten mit  $\frac{25}{32}$  nicht ganzzahlig ist, wird die Abtastrate der Messdaten zunächst um den Faktor 25 erhöht, indem die Zwischenpunkte mit einem Interpolationsfilter erzeugt werden. Um beim anschließenden Downsampling um den Faktor 32 das Abtasttheorem nicht zu verletzen, werden die hochgesampelten Werte ( $25 \cdot 6,4 \text{ kHz}$ ) zunächst mit einem Anti-Aliasingfilter (Tschebyscheff-Tiefpass Typ I, 8. Ordnung [15]) vorwärts/rückwärts (zur Vermeidung der Phasenverschiebung) gefiltert. Anschließend erfolgt die Reduzierung der Abtastrate, indem nur jeder 32. Wert verwendet wird. Die Grenzfrequenz des Anti-Aliasingfilters ist abhängig vom Downsamplingfaktor und berechnet sich durch:

$$f_{cut} = 0,8 \cdot \frac{25 \cdot 6,4 \text{ kHz}}{2 \cdot 32} \quad (6.1)$$



Die gemessenen Drehzahlverläufe der Fahrzeugversuche enthalten Frequenzanteile im Bereich von 0 Hz – 400 Hz. Die Antriebseinheit des Prüfstands ist zur Schwingungserzeugung bis zu einer Frequenz von 100 Hz geeignet, so dass eine Anregung über diese Grenze hinaus nicht sinnvoll ist und die Wechselrichter bzw. Motoren belastet. Durch einen Tiefpassfilter (IIR 6. Ordnung) mit einer Grenzfrequenz von 100 Hz werden die Frequenzanteile außerhalb des möglichen Anregungsfrequenzbereichs ausgeblendet. Zur Gewährleistung hoher Steilheiten bei den Grenzfrequenzen und gleichzeitiger Vermeidung der Welligkeit im Durchlassbereich werden Tschebyscheff-Filter vom Typ II verwendet.



**Bild 6.4:** Kombination von Hoch- und Tiefpassfiltern - Tschebyscheff-Filter Typ II zur Offline-Datenfilterung

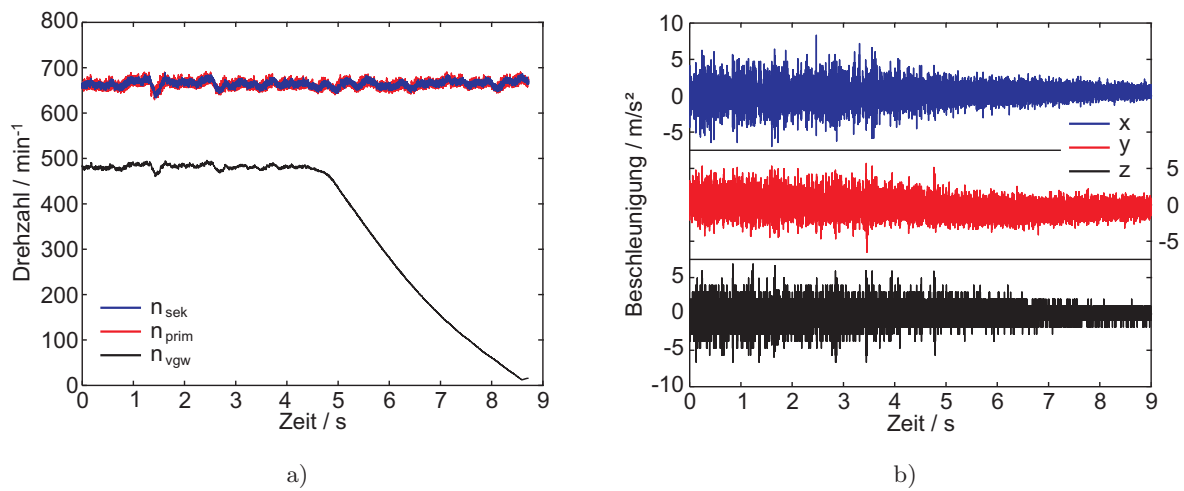
Ebenso wird der Frequenzbereich um die Eigenfrequenz der Abtriebseinheit ausgeblendet. Andererseits würde es zu hohen Ausschlägen am Abtriebsmotor und zu einer starken Beanspruchung der Abtriebstorsionswelle kommen.

### 6.2.3 Versuch 1: Auskuppeln

Betrachtet man Bild 6.1, werden beim Schaltgetriebe eines Fahrzeugs die Schwingungen über zwei Hauptwege auf die Gehäuseoberfläche übertragen. Die Kolbensekundärbewegung, welche bei allen Kolbenmaschinen auftritt, verursacht primär das Betriebsgeräusch des Verbrennungsmotors [68, 91] wobei die Energie als Körperschall übertragen und teilweise über das Motorgehäuse als Luftschall abgestrahlt wird. Durch die starre Kopplung von Verbrennungsmotor und Getriebe regt der Verbrennungsmotor das Getriebegehäuse (äußerer Körperschallleitweg) an. Die innere Körperschallübertragung erfolgt von der Kurbelwelle über die Getriebeeingangswelle auf die Zahnräder. Über die Lagerung der Getriebewellen werden die Schwingungen und Stöße auf das Getriebegehäuse übertragen und von dort als Luftschall abgestrahlt.

Der Auskuppelversuch der Fahrzeugmessungen soll zeigen, wie groß der Anteil des über den äußeren Leitweg übertragenen Körperschalls am Gesamtgeräusch ist und über welchen Frequenzbereich sich die Energie der Schwingungen verteilt.

Das Fahrzeug wird bei diesem Versuch auf dem Rollenprüfstand im Standlauf betrieben. Die Kupplung ist zunächst geschlossen und das Schaltgetriebe in Neutralstellung geschaltet. Der Körperschallsensor an der Getriebeunterseite erfasst in diesem Zustand sowohl den Schwingungsanteil der über den inneren als auch über den äußeren Körperschalleitweg übertragen wird. Zum Zeitpunkt 4,5 s wird die Kupplung betätigt, die Getriebeingangswelle und die Vorgelegewelle trudeln aus und zum Zeitpunkt 9 s stehen die Getriebewellen und somit alle Getriebezahnräder still (Bild 6.5 a). Das Körperschallsignal beinhaltet zu diesem Zeitpunkt nur den Anteil der äußeren Übertragung. Bild 6.5 b zeigt die Zeitverläufe des Körperschalls während des Auskuppelversuchs.



**Bild 6.5:** a) Drehzahlverläufe und b) Körperschallsignale während des Auskuppelversuchs

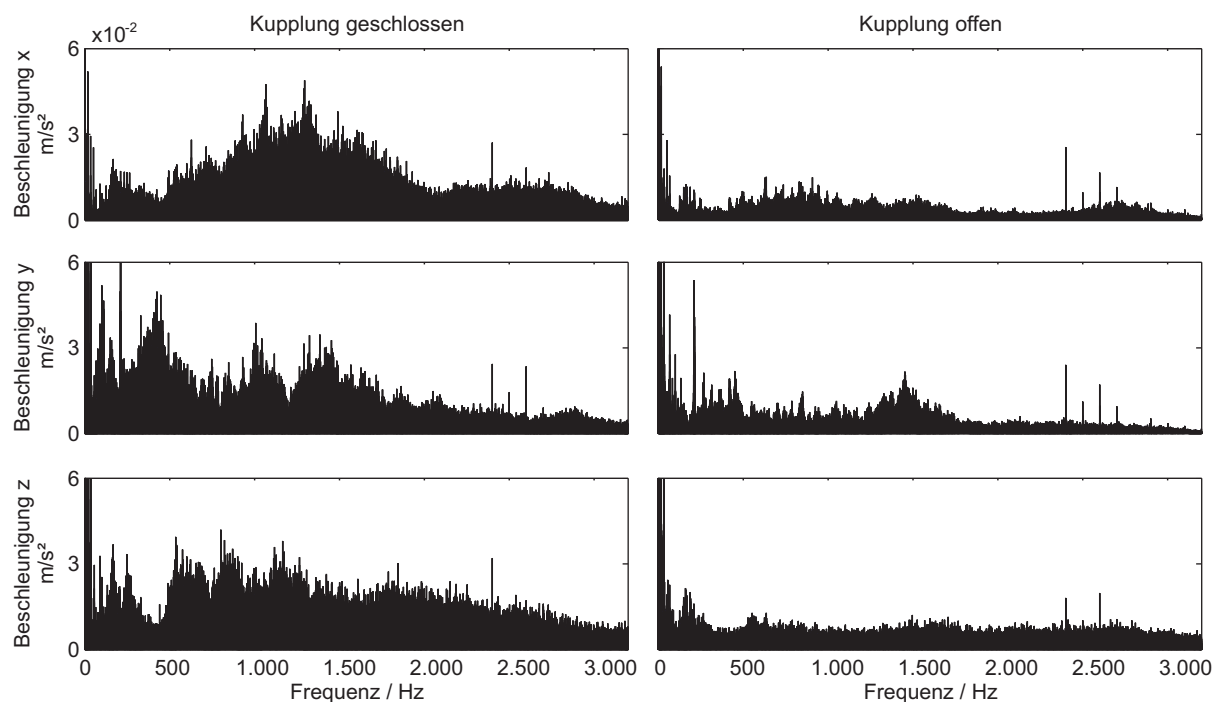
In Tabelle 6.2 sind die Effektivwerte der Körperschallsignale für den Zeitbereich von 0 s – 1 s (geschlossene Kupplung) und den Zeitbereich von 8 s – 9 s (offene Kupplung) aufgelistet.

**Tabelle 6.2:** Effektivwerte der Beschleunigungssignale

|                                      | Kupplung geschlossen | Kupplung offen | Anteil / % |
|--------------------------------------|----------------------|----------------|------------|
| $Ks_x / \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ | 1,12                 | 0,34           | 30,4       |
| $Ks_y / \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ | 1,15                 | 0,64           | 55,7       |
| $Ks_z / \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ | 1,22                 | 0,55           | 45,1       |

Bild 6.6 zeigt die Spektren der Körperschallsignale für die Zeitbereiche vor und nach dem Auskuppelvorgang. Die Amplitudenspektren (Spitzenwerte) in der rechten Spalte zeigen, dass über das Getriebegehäuse im gesamten dargestellten Frequenzbereich Schwingungen übertragen werden. Im Frequenzbereich oberhalb von 3.000 Hz erfolgt keine nennenswerte Körperschallübertragung. Der Vergleich der Spektren im Frequenzbereich bis 100 Hz zwischen geschlossener und offener Kupplung zeigt, dass die Motorordnungen auch bei betätigter Kupplung im Körperschallsignal vorhanden sind. Aufgrund der nahezu gleich großen Amplituden im Frequenzbereich bis

100 Hz bei geschlossener und offener Kupplung ist zu vermuten, dass die im Getriebekörperschall vorhandenen Motorordnungen hauptsächlich über den äußeren Körperschallleitweg übertragen werden.



**Bild 6.6:** *Spektren der Körperschallsignale für den Betrieb mit geschlossener Kupplung (links) und offener Kupplung (rechts).*

Dem Körperschallverhalten von Getriebegehäusen kommt eine besondere Bedeutung zu. Als „Resonanzkörper“ in der Schallentstehungskette haben die Gehäuse eine besondere Bedeutung für das akustische Verhalten des Gesamtaggregats [110]. In [86] wird beispielsweise für einen Lkw Motor-Getriebe-Verbund nachgewiesen, dass 35 % des Gesamtgeräuschs des Motors über das Getriebegehäuse abgestrahlt wird. Nur 5 % des Gesamtgeräuschs macht das direkte Getriebegeräusch aus. Beim direkten Getriebegeräusch handelt es sich um das im Getriebe angeregte und über das Getriebegehäuse abgestrahlte Geräusch.

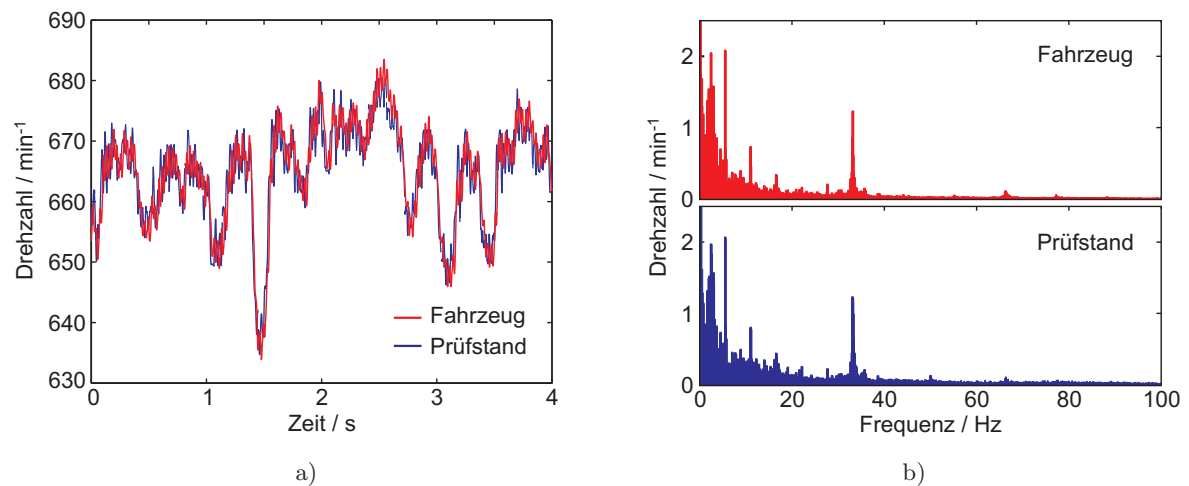
Am Prüfstand kann der Schwingungsanteil, der durch den Motor angeregt und über das Getriebegehäuse übertragen wird, nicht nachgebildet werden. Es ist zu erwarten, dass der sich einstellende Getriebekörperschall bei den Prüfstandsuntersuchungen geringer ausfällt als im Fahrzeug.

#### 6.2.4 Versuch 2: Leerlauf

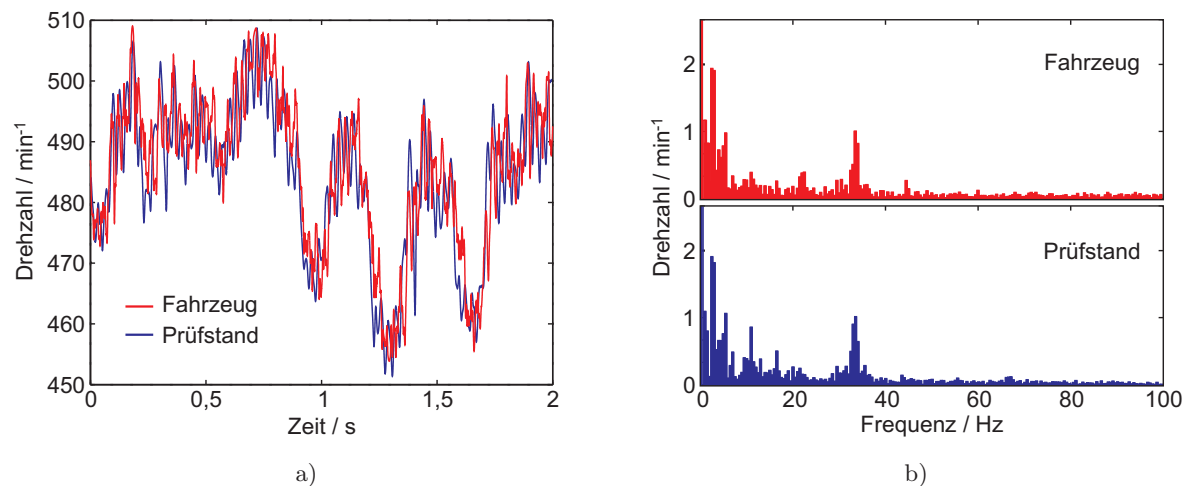
Beim Leerlaufversuch auf dem Rollenprüfstand wird das Fahrzeug im Standlauf betrieben. Das Getriebe befindet sich in Neutralstellung und die Kupplung ist geschlossen. Somit drehen sich im Getriebe die Getriebeeingangs- und die Vorgelegewelle sowie sämtliche Losräder auf der Getriebeausgangswelle. Die Ausgangswelle selbst und der restliche Antriebsstrang stehen wegen

der festgesetzten Räder still, die Getriebeöltemperatur beträgt zum Messzeitpunkt 90 °C.

Zur Wiederholung dieses Versuchs am Prüfstand wird das Getriebeöl auf eine Temperatur von 90 °C vorkonditioniert und das Getriebe durch die Antriebseinheit mit dem gemessenen Drehzahlverlauf  $n_{sek}$  (Sekundärseite des ZMS) angeregt. Die Getriebeausgangswelle wird durch die Lageregelung der Abtriebseinheit des Prüfstands festgesetzt. Andernfalls würde die Ausgangswelle durch die Schleppwirkung des bewegten Öls im Getriebe beschleunigt.



**Bild 6.7:** a) Drehzahlverläufe der Getriebeeingangswelle im Fahrzeug und am Prüfstand; b) Amplitudenspektren der Drehzahlsignale

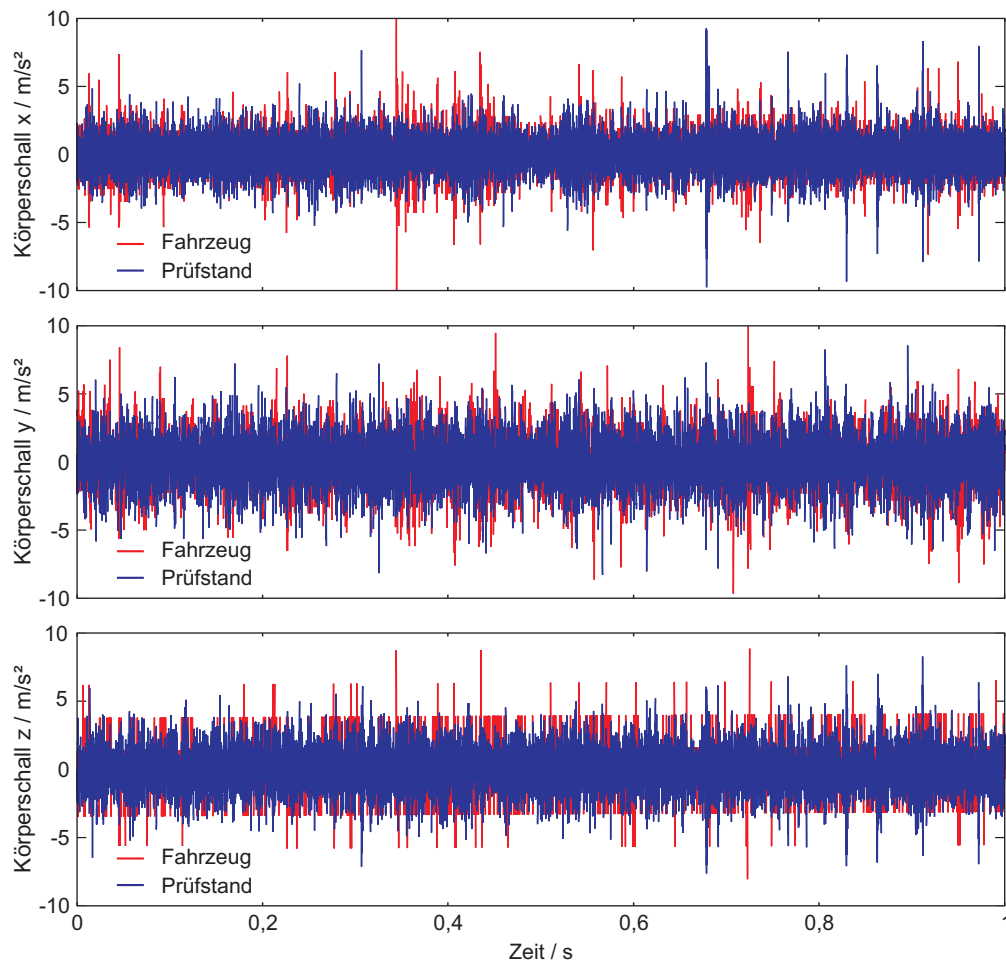


**Bild 6.8:** a) Drehzahlverläufe der Vorgelegewelle im Fahrzeug und am Prüfstand; b) Amplitudenspektren der Drehzahlsignale

In Bild 6.7 sind die Drehzahlverläufe und deren Spektren am Getriebeeingang von der Fahrzeug- und der Prüfstandsmessung vergleichend dargestellt. Zeitbereichsverlauf und Spektrum des Drehzahlsignals am Getriebeeingang zeigen, dass die im Fahrzeug gemessenen Verläufe vom Prüfstand vollständig nachgebildet werden.

Die Spektren zeigen, dass die Amplituden der dritten Motorordnung in beiden Versuchen nahezu übereinstimmen. Der Einfluss der sechsten Motorordnung ist in den Spektren erkennbar, jedoch tritt die sechste Motorordnung durch die Wirkung des ZMS deutlich reduziert auf.

Um zu überprüfen, ob die Schwingungen korrekt in das Getriebe eingeleitet werden, sind die Drehzahlverläufe der Vorgelegewelle in Bild 6.8 dargestellt. Wie am Getriebeeingang stimmen auch die Zeitverläufe und die Spektren der Drehzahl an der Vorgelegewelle zwischen Prüfstands- und Fahrzeugmessung überein. Die Amplitude der dritten Motorordnung ist um den Faktor der Konstantenübersetzung des Getriebes kleiner als an der Getriebeeingangswelle.



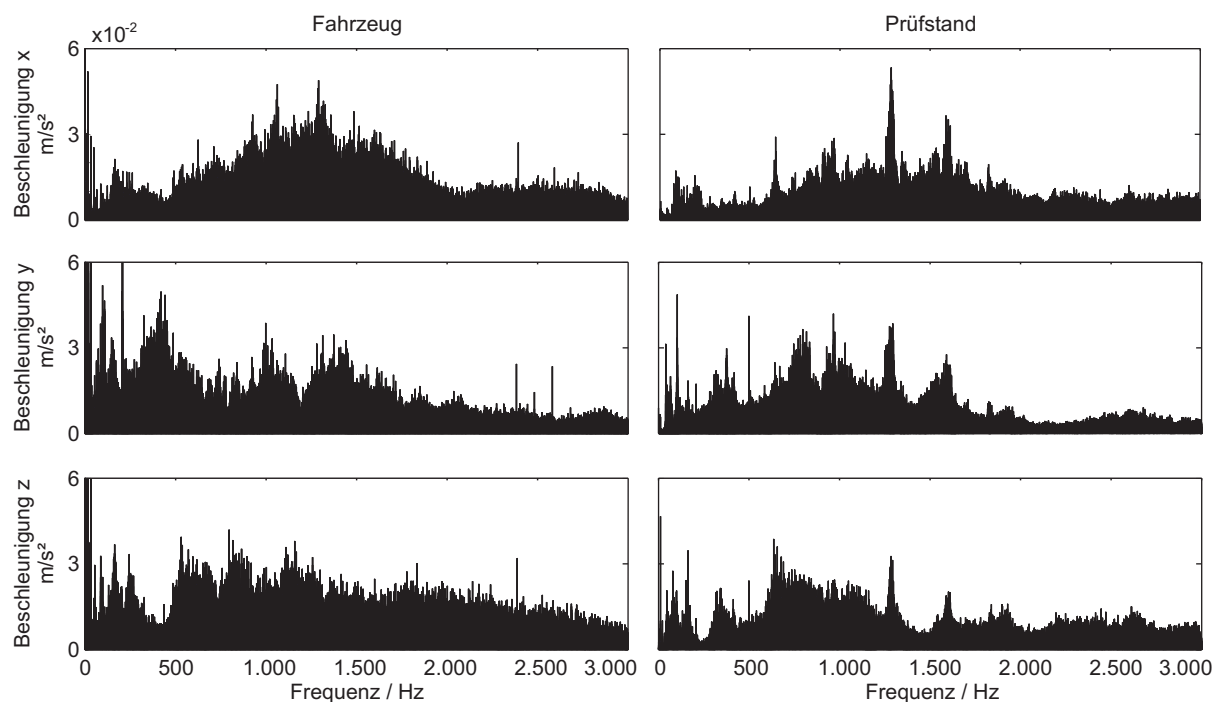
**Bild 6.9:** Zeitverläufe der Körperschallsignale beim Leerlaufversuch im Fahrzeug und am Prüfstand

In Bild 6.9 sind die zeitlichen Verläufe der Beschleunigungssignale in allen drei Körperschallachsen dargestellt, in Tabelle 6.3 sind die entsprechenden Effektivwerte und die Abweichungen in Prozent aufgelistet. Die Ergebnisse zeigen, dass sowohl im Fahrzeug als auch am Prüfstand die größten Beschleunigungen in der y-Richtung auftreten. Die Effektivwerte des Prüfstands liegen in allen drei Richtungen unterhalb der Werte aus den Fahrzeugmessungen. Diese Differenz entspricht den fehlenden Anteilen des äußeren Körperschallwegs, d. h. den im Fahrzeug vom Verbrennungsmotor eingepprägten Schwingungen.

**Tabelle 6.3:** Effektive Beschleunigungen der Körperschallsignale:  $x$ ,  $y$  und  $z$ , am Fahrzeug und am Prüfstand (Bild 6.9)

|                | $Ks_x / \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ | $Ks_y / \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ | $Ks_z / \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ |
|----------------|--------------------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|
| Fahrzeug       | 1,12                                 | 1,15                                 | 1,22                                 |
| Prüfstand      | 0,87                                 | 0,98                                 | 0,95                                 |
| Abweichung / % | 22,3                                 | 14,8                                 | 22,1                                 |

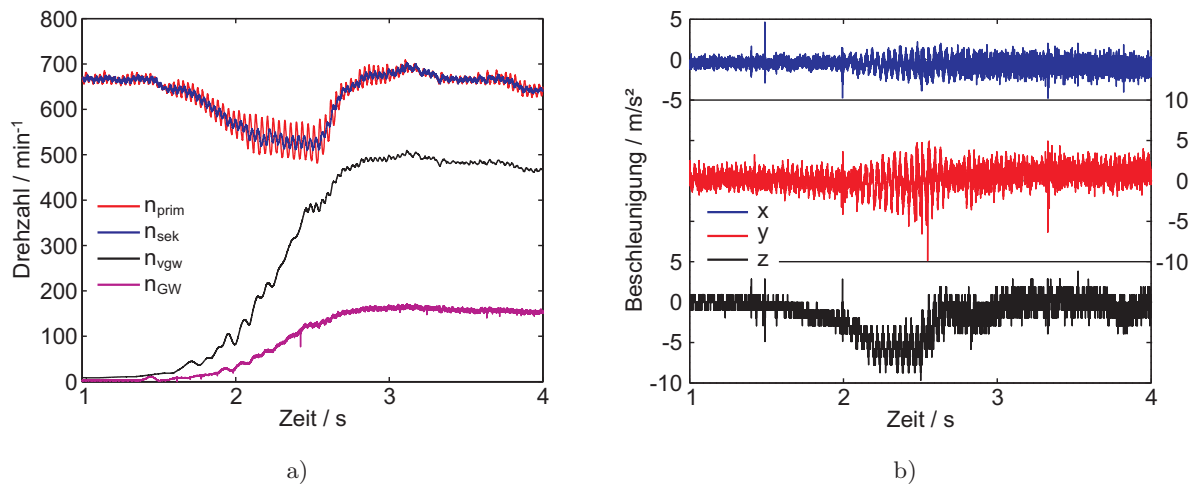
Die Amplitudenspektren (Spitzenwerte) in Bild 6.10 zeigen links die Frequenzanteile der Körperschallsignale aus der Fahrzeugmessung, sowie rechts die Anteile der Prüfstandsmessung. Die Energie konzentriert sich sowohl bei den Messungen im Fahrzeug als auch auf dem Prüfstand auf den Frequenzbereich von 500 Hz – 2.000 Hz. Das Gesamtniveau der Prüfstandsmessung liegt jedoch erwartungsgemäß unterhalb der Messungen im Fahrzeug.

**Bild 6.10:** Amplitudenspektren der Körperschallsignale beim Leerlaufversuch im Fahrzeug (links) und am Prüfstand (rechts)

Im Gegensatz zum Fahrzeug zeigt der Prüfstand ausgeprägte Resonanzen bei 1.300 Hz, sowie bei 1.650 Hz. Diese erhöhten Amplituden, deutlich in  $x$ -Richtung ausgeprägt, treten durch Anregung der Eigenfrequenzen des Aufspannwinkels (Getriebeaufspannung) auf. Eine steifere Anbindung des Getriebes durch einen massiveren Aufspannwinkel, vergleichbar mit der Anbindung des Getriebes an einem Fahrzeugmotor, verschiebt die Eigenfrequenzen in Richtung höherer Frequenzen. Für die vorliegenden Prüfstandsmessungen wird ein Aufspannwinkel aus verschweißten Hohlprofilen verwendet.

### 6.2.5 Versuch 3: Anfahren

Als weiterer Versuch wird am Rollenprüfstand ein Einkuppel- bzw. Anfahrvorgang durchgeführt. Der untersuchte Vorgang ist in Bild 6.11 dargestellt. Dabei wird, ausgehend vom Motor im Standlauf und betätigter Kupplung, der erste Gang eingelegt und ab dem Zeitpunkt 1,5 s die Kupplung langsam geschlossen. Die Drehzahlverläufe in Bild 6.11 a zeigen die „Drückung“ der Motordrehzahl auf  $530 \text{ min}^{-1}$  und das Beschleunigen der Vorgelege- und der Getriebeausgangswelle. Durch die Drehzahlrückung in den Bereich der ZMS-Resonanz kommt es zur deutlichen Zunahme der Drehungleichförmigkeiten. In diesem Zeitbereich treten die größten Amplituden in den Körperschallsignalen auf. Zum Zeitpunkt 3 s ist der Einkuppelvorgang abgeschlossen und die Motordrehzahl pegelt sich nach kurzem Überspringen auf die Leerlaufdrehzahl ein. In den Körperschallsignalen sind die Lauf- und Klappergeräusche des Getriebes enthalten, wobei der Körperschall in y-Richtung die größten Ausschläge aufweist.

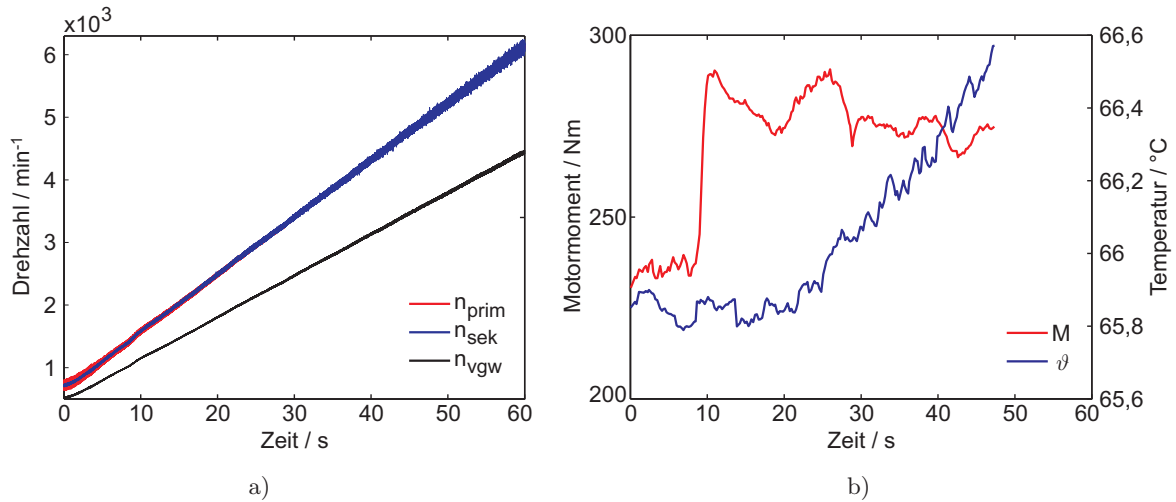


**Bild 6.11:** a) Drehzahlverläufe und b) Beschleunigungssignale beim Anfahren eines Fahrzeugs; der Kuppelungsvorgang erfolgt im Zeitbereich von 1,5 s – 3 s.

Zum Zeitpunkt der größten Körperschallausschläge sind die Getriebewellen jedoch noch nicht vollständig beschleunigt und die Drehzahl der Vorgelegewelle zeigt deutlich geringere Drehungleichförmigkeiten als die Drehzahl primär- und sekundärseitig vom ZMS. Somit muss davon ausgegangen werden, dass die hohen Drehungleichförmigkeiten von der langsam schließenden Kupplung nicht vollständig auf die Getriebeeingangswelle übertragen werden. Vielmehr wird das Getriebe über das Gehäuse vom Motor über den äußeren Körperschallleitweg direkt angeregt. Zur Simulation dieses Versuchs am Prüfstand müsste, aufgrund der fehlenden Kupplung, das Drehzahlsignal der Vorgelegewelle als Anregungssignal für die Antriebseinheit verwendet werden (Zurückrechnung über die Konstantenübersetzung auf die Getriebeeingangswelle). Jedoch wird der Übergangsvorgang während des Kupplungsschließens nicht korrekt nachgebildet. Der Anteil des äußeren Körperschallleitwegs kann am Prüfstand nicht simuliert werden. Da jedoch der nicht simulierbare Anteil überwiegt, wären die Messungen nicht vergleichbar bzw. repräsentativ.

### 6.2.6 Versuch 4: Hochlauf

Der Hochlaufversuch wird am Fahrzeug in den Gängen 2 bis 6 unter Volllast durchgeführt, d. h. nach Einlegen des Gangs und Schließen der Kupplung wird das Gaspedal bis zum maximalen Anschlag betätigt. Der Motor wird, je nach Gang, bis zu einer Drehzahl von  $6.200 \text{ min}^{-1}$  –  $6.800 \text{ min}^{-1}$  beschleunigt. Bild 6.12 a zeigt beispielhaft den Hochlaufvorgang des Fahrzeugs bei geschaltetem 5. Gang bis zu einer Drehzahl von  $6.200 \text{ min}^{-1}$ . Das Motormoment stellt sich bei  $250 \text{ Nm}$  ein, die Getriebeöltemperatur beträgt  $66^\circ\text{C}$  (Bild 6.12 b).

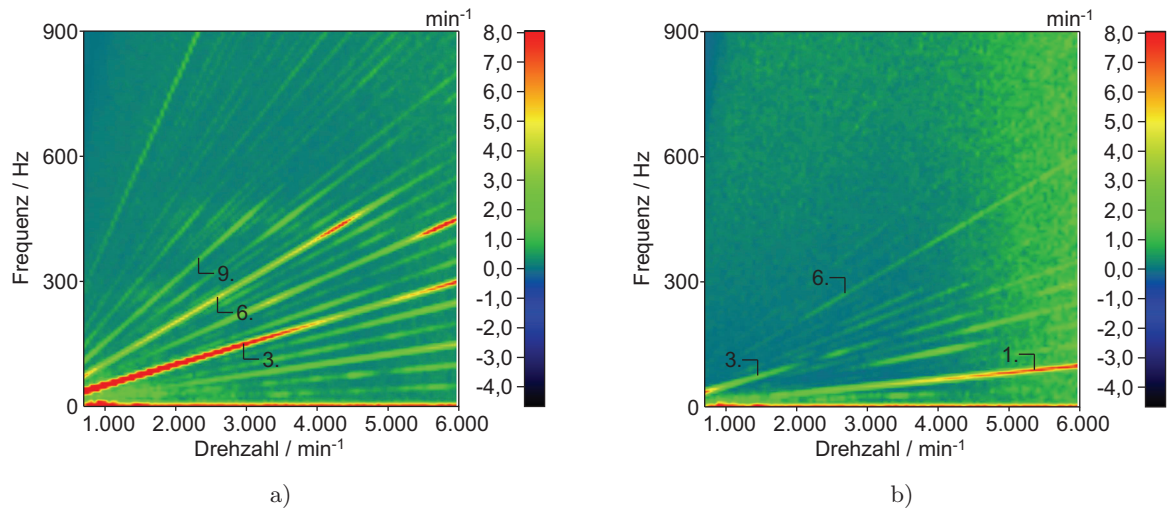


**Bild 6.12:** a) Drehzahlverläufe beim Hochlaufvorgang eines Fahrzeugs auf einem Rollenprüfstand;  
 b) Motordrehmoment und Getriebeöltemperatur während des Beschleunigungsvorgangs

In der Auswertung der Fahrzeugmessung ist bei allen gefahrenen Gängen (2 bis 6) der im Folgenden beschriebene Effekt aufgefallen. Die Drehungleichförmigkeiten nach dem Zweimassenschwungrad ( $n_{\text{sek}}$ ,  $n_{\text{vgw}}$ ) sind im Drehzahlbereich von  $700 \text{ min}^{-1}$  –  $4.000 \text{ min}^{-1}$  aufgrund der Isolationswirkung des ZMS geringer als die Drehungleichförmigkeiten des Verbrennungsmotors. Im oberen Drehzahlbereich von  $4.000 \text{ min}^{-1}$  –  $6.000 \text{ min}^{-1}$  schwingt die Sekundärseite des ZMS jedoch stärker als die Primärseite (Bild 6.12 a). Die Ungleichförmigkeiten an der Vorgelegewelle steigen ebenfalls, so dass ein Messfehler ausgeschlossen werden kann. Wie in den Bildern 6.13 a und b zu erkennen ist, werden die Amplituden der dritten, sechsten und neunten Ordnung durch das ZMS zunächst reduziert, es steigen jedoch mit zunehmender Drehzahl die Amplituden der ersten Ordnung an.

Ursachen und Gegenmaßnahmen des o. g. Effekts werden in [63] erläutert. In [82] wird ein ZMS in einem elektrischen Verspannungsprüfstand separat untersucht. Dabei wird das Übertragungsverhalten des ZMS aufgenommen. Bei einem stationären Lastmoment von  $100 \text{ Nm}$  wird die Primärseite des ZMS mit einer konstanten Drehwinkelamplitude von  $0,1^\circ$  angeregt und die Drehzahl variiert. Der Versuch zeigt, dass sich bei steigender Antriebsdrehzahl die Eigenfrequenz des ZMS hin zu höheren Frequenzen verschiebt und die Amplitudenüberhöhung der Se-





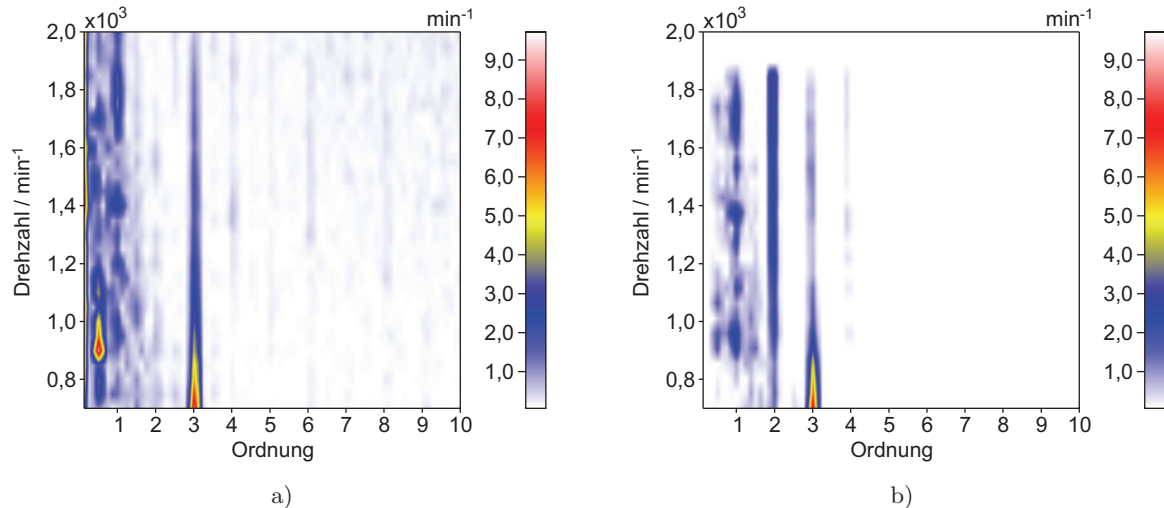
**Bild 6.13:** a) Frequenzspektren der Drehzahl signale am Fahrzeug auf dem Rollenprüfstand vor dem ZMS und b) nach dem ZMS

kundärseite ebenfalls zunimmt. Die Verschiebung der Eigenfrequenz wird durch die Zunahme der Federsteifigkeit mit steigender Drehzahl erklärt. Durch die wirkende Zentrifugalkraft werden die Bogenfedern an die äußeren Anlageflächen gepresst und versteifen sich, da die Reibkräfte an den Kontaktstellen dafür sorgen, dass die entsprechenden Windungen nicht mehr ungehindert einfedern können. Die steigende Amplitudenüberhöhung wird auf die Abnahme der im System vorhandenen Dämpfung zurückgeführt. Durch weitere Versuche zur ZMS-Dämpfungsabhängigkeit von der Drehzahl wird gezeigt, dass die Dämpfung mit der Anregungsfrequenz steigt, jedoch mit zunehmender Drehzahl abnimmt [82].

Bei der Wiederholung des Versuchs am Prüfstand wird das Getriebe nur bis zu einer Drehzahl von  $2.000 \text{ min}^{-1}$  beschleunigt. Klapper- und Rasselphänomene treten im Fahrzeuggetriebe nur im Drehzahlbereich bis ca.  $1.400 \text{ min}^{-1}$  signifikant auf. Im oberen Drehzahlbereich dominieren die Lauf- und Betriebsgeräusche der übrigen Antriebskomponenten, vor allem die des Verbrennungsmotors.

Die Frequenz der dritten Ordnung beträgt bei einer Drehzahl von  $2.000 \text{ min}^{-1}$  bereits  $100 \text{ Hz}$  und entspricht somit der Grenze des Anregungsfrequenzbereichs des Prüfstands. Für Drehzahlen  $\geq 2.000 \text{ min}^{-1}$  kann die dritte Ordnung nicht korrekt nachgebildet werden. Die sechste Ordnung wird bis zu einer Drehzahl von  $1.000 \text{ min}^{-1}$  und die neunte Ordnung bis  $667 \text{ min}^{-1}$  nachgebildet. Anregungen mit Drehzahlen über diese Grenzen hinaus führen zu einer ungenauen Abbildung des Verbrennungsmotors. Die Anteile der sechsten und neunten Ordnung am Gesamtsignal sind jedoch deutlich geringer als der Anteil der dritten Ordnung, so dass bei einer Beschleunigung auf eine Drehzahl von  $2.000 \text{ min}^{-1}$  der entstehende Fehler im Drehzahlverlauf durch die fehlenden Anteile der sechsten und neunten Ordnung vernachlässigbar ist.

Die Randbedingungen wie Belastungsmoment und Getriebeöltemperatur werden während des Hochlaufversuchs am Prüfstand, den Gängen entsprechend, eingestellt. Wobei die Belastung über die Abtriebseinheit nach Variante 2 aus Abschnitt 4.6.4 so eingestellt wird, dass sich das Motormoment aus den Fahrzeugmessungen am Getriebeeingang (Antriebsseite) einstellt. Beim Direktgang (5. Gang) wird das gewünschte Motormoment direkt an der Antriebseinheit eingestellt.

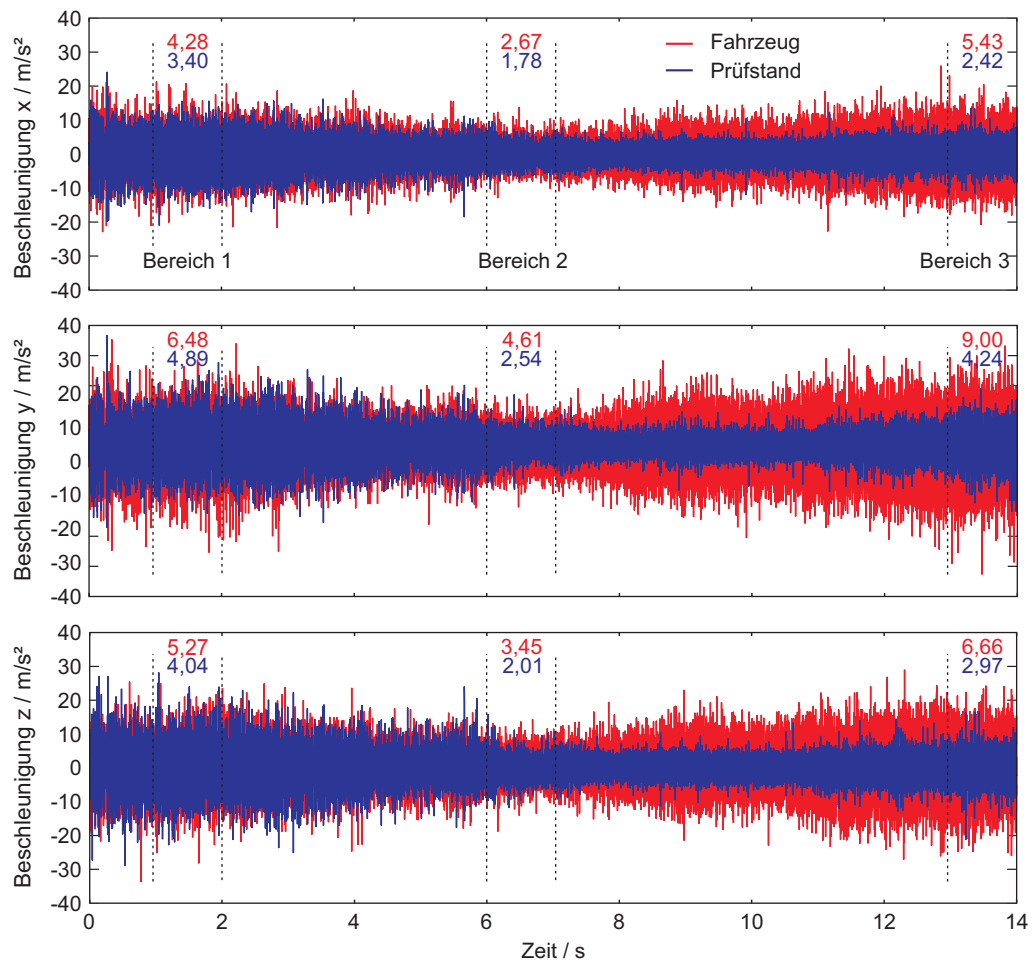


**Bild 6.14:** a) Ordnungsspektrum des Drehzahlsignals nach dem ZMS beim Fahrzeugversuch; b) Ordnungsspektrum des Anregungsdrehzahlsignals am Prüfstand

Als Versuchsergebnisse sind die Signaturen des Fahrzeugs und des Prüfstands jeweils als Ordnungsspektren in Bild 6.14 dargestellt. Das Signal in Bild 6.14 a entspricht dem Drehzahlverlauf  $n_{sek}$  (ZMS-Sekundärseite) aus der Fahrzeugmessung im 5. Gang, welches als Anregungssignal für den Prüfstand dient. Bild 6.14 b zeigt den gemessenen Drehzahlverlauf beim Hochlaufversuch im 5. Gang am Prüfstand. In beiden Signaturen ist der Haupteinfluss der dritten Ordnung ersichtlich; der Prüfstand bildet diese ab. Die sechste und neunte Ordnung treten nach dem ZMS im Drehzahlbereich von  $700 \text{ min}^{-1} - 2.000 \text{ min}^{-1}$  nicht auf (vgl. auch Bild 6.13 b).

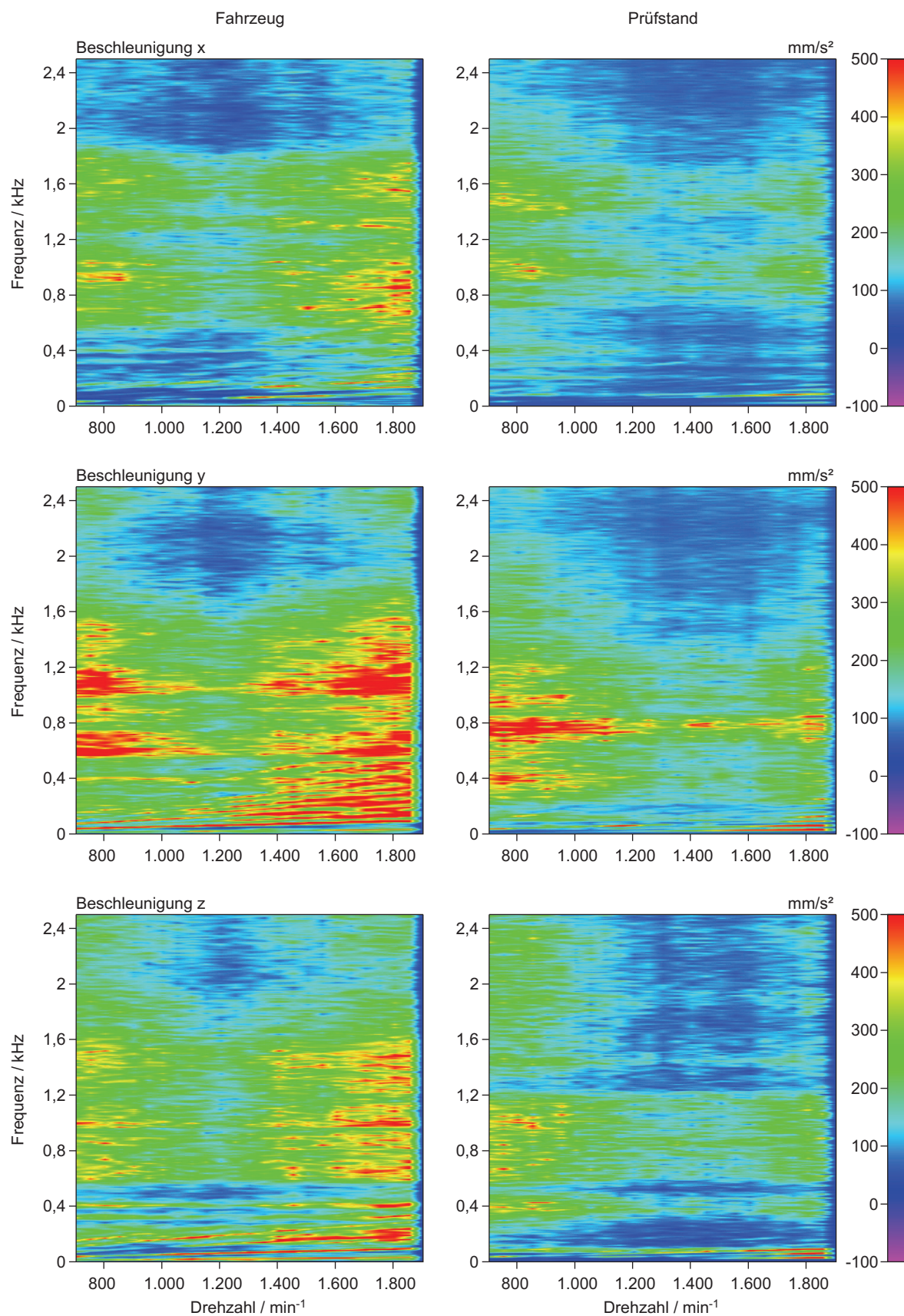
Zusätzlich ist in der Signatur des Prüfstands im Gegensatz zum Fahrzeug die zweite Ordnung ersichtlich. Ursache dafür ist das Messverfahren zur Drehzahlermittlung am Prüfstand. Die Drehungleichförmigkeiten am Getriebeeingang werden am Prüfstand durch einen Ferrarissensor gemessen (s. Abschnitt 5.2.1, S. 88). Durch eine nicht vollständig plane Ferrarisscheibe kommt es zur Taumelbewegung und durch Exzentrizität der Scheibe zur Unwuchtbewegung bei Rotation der Scheibe. Diese Taumel- und Unwuchtbewegungen werden in Form periodischer Störsignale von den Aufnehmerspulen erfasst. Die Frequenz der Signale entspricht der Winkelgeschwindigkeit, mit der sich die Scheibe dreht. Da, wie in Bild 2.10 ersichtlich, zwei Sensoren am Umfang der Scheibe verwendet werden, erscheint die Taumelbewegung als zweite Ordnung im Messsignal. Die Signalanteile der nullten Ordnung bei der Fahrzeugmessung in Bild 6.14 a sind durch eine unvollständige Offsetkorrektur zu erklären.

In Bild 6.15 sind zum Vergleich die Versuchsergebnisse, d. h. die Körperschallsignale des Getriebes beim Fahrzeug und am Prüfstand, bei geschaltetem 5. Gang dargestellt. Die eingetragenen Zahlenwerte entsprechen den Effektivwerten (Fahrzeug=rot, Prüfstand=blau) der jeweiligen markierten Abschnitte. Das Belastungsmoment wird auf 250 Nm eingestellt und das Getriebeöl auf eine Temperatur von 66 °C vorgewärmt.



**Bild 6.15:** Zeitverläufe der Körperschallsignale beim Hochlaufvorgang im Fahrzeug und am Prüfstand

Beide Versuche (Fahrzeug und Prüfstand) zeigen in allen drei Körperschallachsen im Zeitbereich von 0 s – 7 s sinkende Beschleunigungsamplituden, was durch die Abnahme der Drehungleichförmigkeiten bei steigenden Antriebsdrehzahlen zu erklären ist. Die geringeren Effektivwerte der Prüfstandsmessungen gegenüber den Fahrzeugmessungen in diesem Zeitbereich können durch den fehlenden Anteil der Motorschwingungen erklärt werden (s. Abschnitt 6.2.3, S. 108). Im Zeitbereich von 8 s – 14 s steigen beim Fahrzeug die Amplituden aufgrund der zunehmenden Lauf- und Betriebsgeräusche der Antriebskomponenten. Da der Anteil der Verbrennungsmotorgeräusche am Prüfstand fehlt, treten in diesem Zeitbereich relativ große Abweichungen zwischen Fahrzeug und Prüfstand auf. Der Anteil des Verbrennungsmotors am Gesamtgeräusch nimmt mit steigender Drehzahl zu.

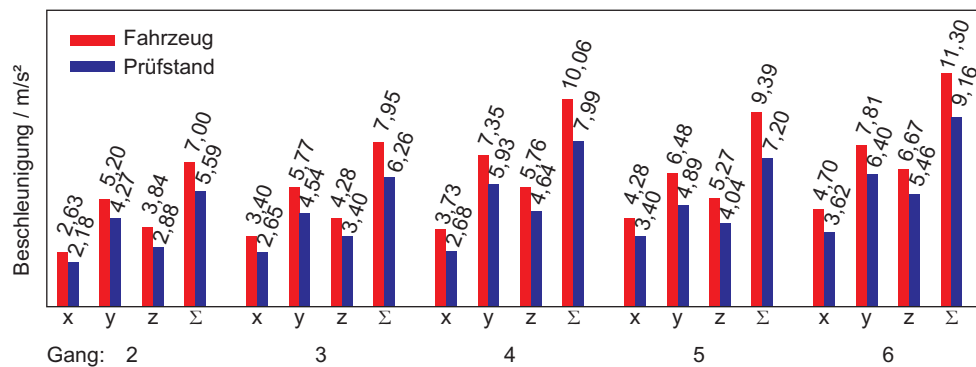


**Bild 6.16:** Körperschallsignale im Frequenzspektrum über der Drehzahl für den Hochlaufversuch im Fahrzeug (links) und am Prüfstand (rechts)

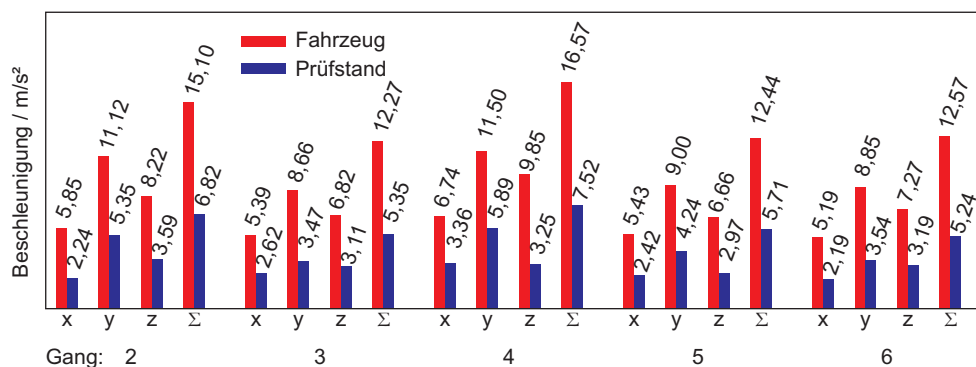


Die Spektren in Bild 6.16 stellen den Vergleich zwischen Fahrzeug (links) und Prüfstand (rechts) im Frequenzbereich über der Drehzahl dar. Der Farbverlauf erstreckt sich von blau (geringe Beschleunigung) bis rot (hohe Beschleunigung) und repräsentiert den Körperschall. Die zuvor bereits erwähnte anfängliche Absenkung des Beschleunigungssignals mit steigender Drehzahl ist auch im Frequenzspektrum bei allen drei Körperschallrichtungen sowohl im Fahrzeug als auch am Prüfstand zu erkennen. Bei einer Drehzahl von ca.  $1.200 \text{ min}^{-1}$  stellt sich ein Minimum im Beschleunigungssignal ein. Die dominanten Signalanteile der Beschleunigung liegen vorrangig in einem Frequenzbereich bis 2 kHz.

Der Vergleich im Frequenzbereich bis 400 Hz von Fahrzeug und Prüfstand (Bild 6.16) zeigt bei den Fahrzeugsignalen die einzelnen Motorordnungen. Da sie wie in Bild 6.14 a dargestellt durch die Isolationswirkung des ZMS nicht über die Getriebeeingangswelle eingeleitet werden, müssen sie über den äußeren Körperschallleitweg übertragen werden. In den Signalen der Prüfstandsmessungen fehlen diese Signalanteile.



**Bild 6.17:** Effektive Beschleunigungen beim Hochlauf des Fahrzeugs/Prüfstands in den Gängen 2 bis 6 für den Zeitbereich 1 (Bild 6.15)



**Bild 6.18:** Effektive Beschleunigungen beim Hochlauf des Fahrzeugs/Prüfstands in den Gängen 2 bis 6 für den Zeitbereich 3 (Bild 6.15)

Die effektiven Beschleunigungswerte für die Hochlaufversuche mit unterschiedlich geschaltetem Gang sind für den unteren Drehzahlbereich (Bereich 1 in Bild 6.15) in Bild 6.17 und für den oberen Drehzahlbereich (Bereich 3 in Bild 6.15) in Bild 6.18 dargestellt. Es ist für den Bereich 1 ersichtlich, dass mit steigender Gangzahl die Beschleunigungswerte zunehmen. Die Gänge 4

und 6 weisen die größten Beschleunigungsamplituden auf und sind somit die rasselintensivsten Gänge. Für den Bereich 3 (Lauf- und Betriebsgeräusche sind hier dominant) ist keine Abhängigkeit der Gangwahl auf die Beschleunigungen zu erkennen. Vielmehr wird das Geräusch vom Verbrennungsmotor bestimmt als durch die unterschiedlichen Geräusche der einzelnen Gänge.

Bei allen Versuchen mit unterschiedlichen Gängen entsprechen die Differenzen zwischen Fahrzeug und Prüfstand im unteren Drehzahlbereich (Bereich 1) den bereits beim Leerlaufversuch ermittelten Abweichungen. Mit zunehmender Drehzahl steigt der Fehler bei den Prüfstandsversuchen gegenüber den Fahrzeugmessungen aufgrund der hohen Laufgeräusche des Verbrennungsmotors.

In einem Nebenversuch wird bei geschaltetem Direktgang, konstanter Getriebeöltemperatur und einer Drehzahl von  $1.000 \text{ min}^{-1}$  der Einfluss des Verspanndrehmoments auf den Getriebekörperschall untersucht. Die Ergebnisse in Tabelle 6.4 zeigen, dass die Körperschalleffektivwerte bei einer Verspannung von  $50 \text{ Nm}$  geringer ausfallen als ohne Verspannung ( $M_{last} = 0 \text{ Nm}$ ). Weiterhin ist ersichtlich, dass die Höhe der Verspannung keinen Einfluss auf die Beschleunigungssignale hat.

**Tabelle 6.4:** Effektive Beschleunigungen bei unterschiedlichen Verspanndrehmomenten (Getriebeöltemperatur =  $66^\circ\text{C}$ )

| $M_{last} / \text{Nm}$ | $K s_x / \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ | $K s_y / \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ | $K s_z / \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ |
|------------------------|---------------------------------------|---------------------------------------|---------------------------------------|
| 0                      | 4,07                                  | 5,48                                  | 4,81                                  |
| 50                     | 3,51                                  | 4,95                                  | 4,11                                  |
| 100                    | 3,40                                  | 4,81                                  | 4,15                                  |
| 150                    | 3,47                                  | 4,78                                  | 4,21                                  |
| 200                    | 3,29                                  | 4,85                                  | 4,16                                  |
| 250                    | 3,40                                  | 4,89                                  | 4,04                                  |
| 300                    | 3,38                                  | 4,81                                  | 4,09                                  |

Dieser Effekt ist auf die Belastung der Ausgangswelle zurückzuführen. Wird das Getriebe nicht verspannt, wirkt die Ausgangswelle als weiteres Losteil und somit als zusätzliche Klapperstelle. Bei einer Verspannung der Getriebewellen entfällt diese Klapperstelle; dabei kann die Höhe des Verspanndrehmoments vernachlässigt werden.

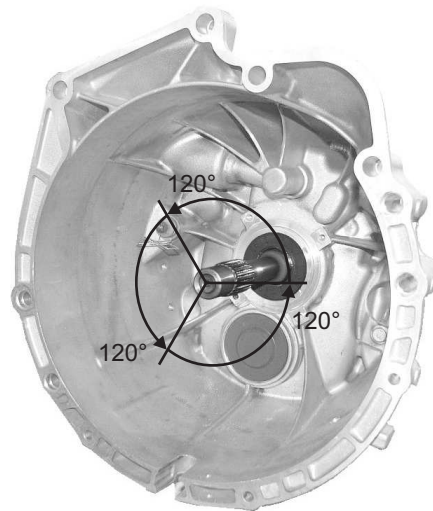
Im Gegensatz zum Verspanndrehmoment beeinflusst die Getriebeöltemperatur die Messergebnisse deutlich (Tabelle 6.5). Durch eine steigende Getriebeöltemperatur und damit sinkender Viskosität verringert sich das Schleppmoment des Getriebeöls, das auf die Losteile wirkt.

**Tabelle 6.5:** Effektive Beschleunigungen bei unterschiedlichen Getriebeöltemperaturen ( $M_{last} = 250 \text{ Nm}$ )

| $\vartheta / ^\circ\text{C}$ | $K s_x / \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ | $K s_y / \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ | $K s_z / \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ |
|------------------------------|---------------------------------------|---------------------------------------|---------------------------------------|
| 24                           | 2,51                                  | 3,77                                  | 3,01                                  |
| 45                           | 3,01                                  | 4,10                                  | 3,65                                  |
| 66                           | 3,40                                  | 4,89                                  | 4,04                                  |

### 6.3 Untersuchung zur Reproduzierbarkeit der Prüfstandsmessungen

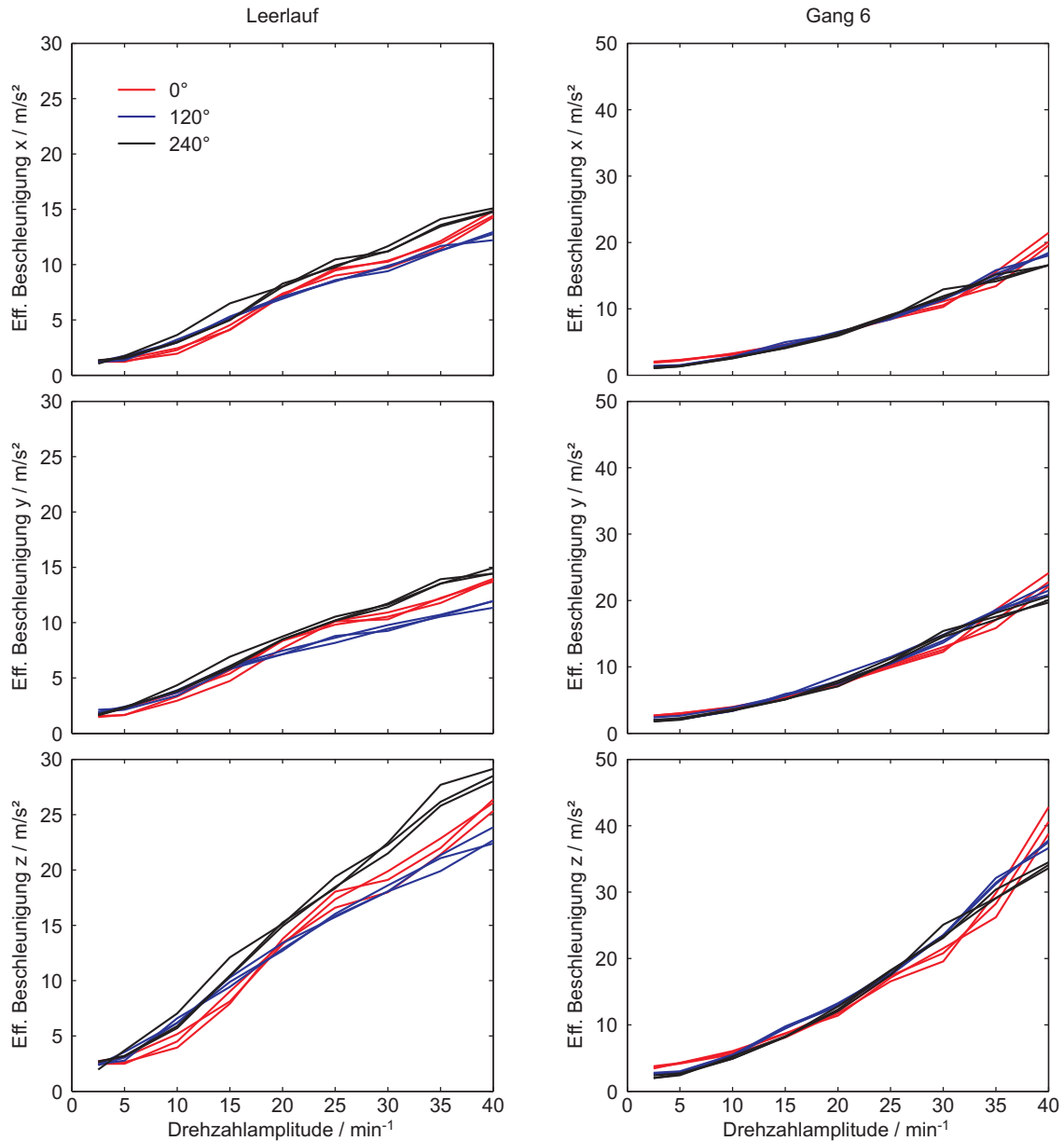
Die Verbindung der Getriebeeingangswelle mit der Kupplungsscheibe erfolgt im Fahrzeug mit einer Keilwellenverzahnung. Diese Verbindung ist spielbehaftet und beeinflusst somit die Schwingungsübertragung auf das Getriebe. Am Prüfstand wird die Anbindung an die Antriebseinheit durch einen Antriebskopf, ebenfalls spielbehaftet, realisiert. Da die Montage des Getriebes am Prüfstand, wie auch im Fahrzeug, ohne festgelegten Winkel der Keilwellenverzahnung zum Antrieb erfolgt, ist das sich einstellende Spiel nicht definiert. Eine Versuchsreihe soll den Einfluss der Getriebeanbindung auf das Körperschallsignal und deren Einfluss auf die Reproduzierbarkeit der Prüfstandsversuche zeigen.

**Bild 6.19:** Blick in den Kupplungsraum des Prüfgetriebes - Aufspannung des Getriebes am Prüfstand bei unterschiedlichen Drehwinkeln der Getriebeeingangswelle

Bei den Versuchen zur Reproduzierbarkeitsuntersuchung werden drei unterschiedliche Winkelstellungen der Getriebeeingangswelle relativ zur Prüfstandsantriebswelle untersucht. Dazu wird das Getriebe nach einer Messreihe abgebaut, die Getriebeeingangswelle um  $120^\circ$  gedreht und das Getriebe wieder aufgespannt. Durch diese Vorgehensweise werden drei Kupplungsverzahnungskombinationen realisiert. Die Anregung des Getriebes erfolgt bei einer mittleren Drehzahl von  $700 \text{ min}^{-1}$  und entsprechend der dritten Motorordnung mit einer Schwingungsfrequenz

von 35 Hz. Die Schwingungsamplitude wird in den Schritten  $2,5 \text{ min}^{-1}$ ,  $5 \text{ min}^{-1}$ ,  $10 \text{ min}^{-1}$ , ...,  $40 \text{ min}^{-1}$  erhöht. Ausgewertet werden die effektiven Beschleunigungen des Körperschallsensors in drei Richtungen für den Leerlauf und den geschalteten 6. Gang.

Die Ergebnisse der Untersuchungen sind in Bild 6.20 dargestellt. Werden die effektiven Beschleunigungssignale über die Schwingungsamplituden aufgetragen, ergeben sich die sog. Klapperkurven. Steigende Schwingungsamplituden führen an den Losteilen zu Stoßvorgängen hoher Intensität und somit zu erhöhtem Körperschall am Getriebegehäuse.



**Bild 6.20:** Klapperkurven für den Leerlauf (links) und den geschalteten 6. Gang (rechts) bei unterschiedlichen Stellungen der Getriebeeingangswelle gegenüber der Antriebswelle

Für jede Kupplungsverzahnungsstellung werden drei Messungen durchgeführt und in Bild 6.20 einer Farbe zugeordnet. Die drei Messungen zu jeweils einem Drehwinkel weisen untereinander

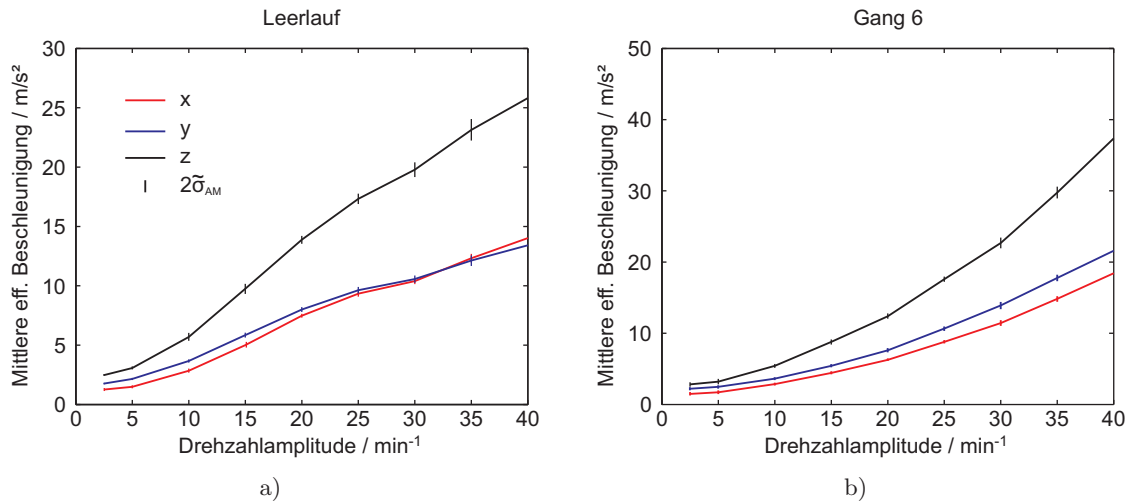


geringe Abweichungen auf. Abweichungen zwischen den Messungen mit gleicher Wellenposition entstehen aufgrund des begrenzten Zeitbereichs über dem der Effektivwert bestimmt wird. Deutlicher ausgeprägt sind die Abweichungen der effektiven Beschleunigungswerte bei den unterschiedlichen Verzahnungsstellungen, sowohl im Leerlauf als auch im 6. Gang.

Die Messergebnisse belegen, dass Einzelmessungen mit Auswertungen der effektiven Beschleunigungen nicht reproduzierbar sind. Die Ergebnisse streuen aufgrund unterschiedlicher Verzahnungsstellungen der Getriebeeingangswelle relativ stark. Um mit dem Prüfstand unterschiedliche Getriebe miteinander vergleichbar untersuchen zu können, sind mehrere Messungen bei unterschiedlichen Verzahnungsstellungen durchzuführen. Nach Erfassung der Klapperkurven sind die Messergebnisse arithmetisch zu mitteln und die Standardabweichungen des arithmetischen Mittelwerts nach Gleichung 6.2 zu berechnen.

$$\tilde{\sigma}_{AM} = \sqrt{\sum_{i=1}^N (\bar{w} - w_i)^2 / N(N-1)} = \frac{\tilde{\sigma}}{\sqrt{N}} \quad (6.2)$$

Dabei ist  $\tilde{\sigma}_{AM}$  die scheinbare Standardabweichung des arithmetischen Mittelwerts,  $N$  die Anzahl der Einzelmessungen,  $\bar{w} - w_i$  der scheinbare Fehler der Einzelmessung und  $\tilde{\sigma}$  die scheinbare Standardabweichung der Einzelmessung [24]. Scheinbar, da der wahre Wert nicht bekannt ist. In Bild 6.21 sind die effektiven Beschleunigungsmittelwerte der drei Körperschallachsen für den Leerlauf und den 6. Gang dargestellt. Durch Aufnahme mehrerer Messreihen können relativ geringe Fehler des arithmetischen Mittelwerts erzielt werden, s. eingezeichnete Standardabweichung des jeweiligen Mittelwerts. Die gemittelten Messreihen entsprechen einer Anbindung des Getriebes mit einem mittleren Verzahnungsspiel.



**Bild 6.21:** Gemittelte Klapperkurven für die Körperschallachsen mit Standardabweichungen der arithmetischen Mittelwerte: a) Leerlauf; b) 6. Gang

Bei den durchgeführten Messungen beträgt die größte Standardabweichung vom Mittelwert im Leerlauf  $\tilde{\sigma}_{AM} = 0,9 \frac{m}{s^2}$ , aufgetreten in z-Richtung bei einer Anregungsamplitude von  $35 \text{ min}^{-1}$ .

Bei den Versuchen im 6. Gang ergibt sich eine maximale Standardabweichung von  $\tilde{\sigma}_{AM} = 1,0 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$  ebenfalls in z-Richtung bei einer Anregungsamplitude von  $40 \text{ min}^{-1}$  (Tabelle 6.7). Die relativen Fehler beschreiben die prozentualen Abweichungen von den arithmetischen Mittelwerten  $\overline{Ks}$  und sind in der Tabelle 6.8 aufgelistet.  $\overline{Ks}$  sind die arithmetischen Mittelwerte der effektiven Beschleunigungen der Messreihe einer Körperschallrichtung und einer Anregungsamplitude (Tab. 6.6).

**Tabelle 6.6:** Arithmetische Mittelwerte der effektiven Beschleunigungen für die Körperschallachsen  $x$ ,  $y$  und  $z$  bei Leerlauf und 6. Gang für unterschiedliche Anregungsamplituden

| Amplitude<br>/ $\text{min}^{-1}$ | Leerlauf  |   |   | 6. Gang   |   |   |
|----------------------------------|---|---|---|---|---|---|
|                                  | $\overline{Ks}_x / \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ | $\overline{Ks}_y / \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ | $\overline{Ks}_z / \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ | $\overline{Ks}_x / \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ | $\overline{Ks}_y / \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ | $\overline{Ks}_z / \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ |
| 2,5                              | 1,246   | 1,752   | 2,474   | 1,487   | 2,205   | 2,798   |
| 5                                | 1,491   | 2,137   | 3,071   | 1,696   | 2,458   | 3,206   |
| 10                               | 2,836   | 3,657   | 5,689   | 2,846   | 3,624   | 5,408   |
| 15                               | 4,988   | 5,837   | 9,735   | 4,425   | 5,415   | 8,766   |
| 20                               | 7,475   | 7,987   | 13,865  | 6,259   | 7,606   | 12,385  |
| 25                               | 9,322   | 9,620   | 17,311  | 8,795   | 10,629  | 17,586  |
| 30                               | 10,390  | 10,553  | 19,769  | 11,418  | 13,885  | 22,653  |
| 35                               | 12,321  | 12,113  | 23,135  | 14,812  | 17,755  | 29,743  |
| 40                               | 14,024  | 13,395  | 25,821  | 18,402  | 21,571  | 37,373  |

**Tabelle 6.7:** Standardabweichungen der arithmetischen Mittelwerte der effektiven Beschleunigungen bei Leerlauf und 6. Gang für unterschiedliche Anregungsamplituden

| Amplitude<br>/ $\text{min}^{-1}$ | Leerlauf  |   |   | 6. Gang   |   |   |
|----------------------------------|---|---|---|---|---|---|
|                                  | $\tilde{\sigma}_{AM,x} / \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ | $\tilde{\sigma}_{AM,y} / \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ | $\tilde{\sigma}_{AM,z} / \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ | $\tilde{\sigma}_{AM,x} / \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ | $\tilde{\sigma}_{AM,y} / \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ | $\tilde{\sigma}_{AM,z} / \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ |
| 2,5                              | 0,030   | 0,069   | 0,077   | 0,127   | 0,116   | 0,222   |
| 5                                | 0,065   | 0,095   | 0,132   | 0,142   | 0,140   | 0,263   |
| 10                               | 0,173   | 0,132   | 0,331   | 0,091   | 0,081   | 0,129   |
| 15                               | 0,241   | 0,196   | 0,432   | 0,099   | 0,100   | 0,220   |
| 20                               | 0,166   | 0,209   | 0,328   | 0,060   | 0,165   | 0,206   |
| 25                               | 0,234   | 0,284   | 0,440   | 0,081   | 0,163   | 0,183   |
| 30                               | 0,263   | 0,311   | 0,617   | 0,257   | 0,365   | 0,565   |
| 35                               | 0,367   | 0,443   | 0,908   | 0,248   | 0,315   | 0,609   |
| 40                               | 0,360   | 0,434   | 0,826   | 0,575   | 0,473   | 1,026   |

**Tabelle 6.8:** Relative Fehler der effektiven Beschleunigungen für die Körperschallachsen  $x$ ,  $y$  und  $z$  bei Leerlauf und 6. Gang für unterschiedliche Anregungsamplituden

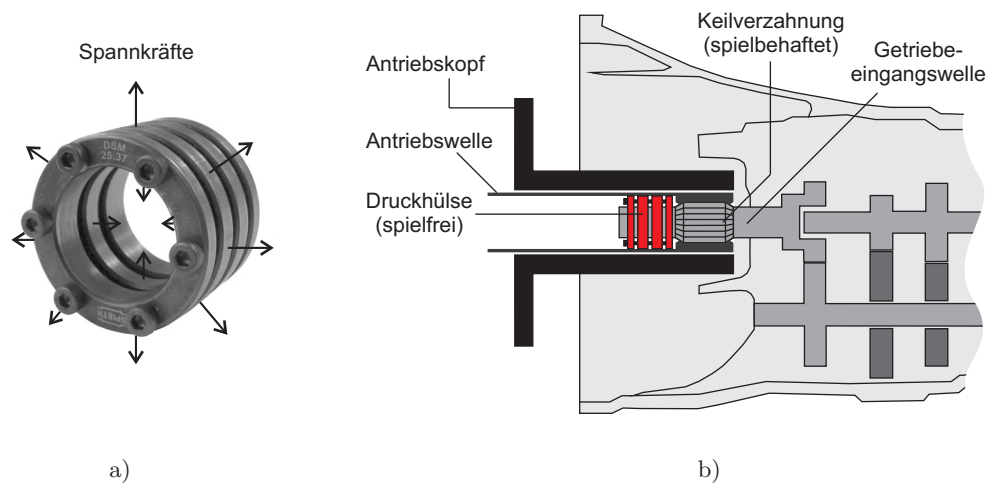
| Amplitude<br>/ $\text{min}^{-1}$ | Leerlauf                                  |   |   | 6. Gang                                   |   |   |
|----------------------------------|---|---|---|---|---|---|
|                                  | $\frac{\tilde{\sigma}_{AM,x}}{Ks_x} / \%$ | $\frac{\tilde{\sigma}_{AM,y}}{Ks_y} / \%$ | $\frac{\tilde{\sigma}_{AM,z}}{Ks_z} / \%$ | $\frac{\tilde{\sigma}_{AM,x}}{Ks_x} / \%$ | $\frac{\tilde{\sigma}_{AM,y}}{Ks_y} / \%$ | $\frac{\tilde{\sigma}_{AM,z}}{Ks_z} / \%$ |
| 2,5                              | 2,5                                       | 4,0                                       | 3,1                                       | 8,5                                       | 5,3                                       | 8,0                                       |
| 5                                | 4,4                                       | 4,5                                       | 4,3                                       | 8,4                                       | 5,7                                       | 8,2                                       |
| 10                               | 6,1                                       | 3,6                                       | 5,8                                       | 3,2                                       | 2,2                                       | 2,4                                       |
| 15                               | 4,8                                       | 3,4                                       | 4,4                                       | 2,2                                       | 1,8                                       | 2,5                                       |
| 20                               | 2,2                                       | 2,6                                       | 2,4                                       | 1,0                                       | 2,2                                       | 1,7                                       |
| 25                               | 2,5                                       | 3,0                                       | 2,5                                       | 0,9                                       | 1,5                                       | 1,0                                       |
| 30                               | 2,5                                       | 3,7                                       | 3,1                                       | 2,3                                       | 2,6                                       | 2,5                                       |
| 35                               | 3,0                                       | 3,7                                       | 3,9                                       | 1,7                                       | 1,8                                       | 2,0                                       |
| 40                               | 2,6                                       | 3,2                                       | 3,2                                       | 3,1                                       | 2,2                                       | 2,7                                       |

Um den Aufwand für die umfangreichen und aufwendigen Messreihen zu verringern, wird das Kupplungsverzahnungsspiel konstruktiv beseitigt. Dadurch wird die Standardabweichung und somit die Streuung der Messergebnisse verringert.

In Bild 6.22 ist die Getriebeanbindung über die Keilwellenverzahnung dargestellt. Durch Einsatz einer Druckhülse wird die Getriebeeingangswelle kraftschlüssig mit der Hohlwelle des Antriebskopfs verspannt. Somit kann eine spielfreie Anbindung des Getriebes an den Prüfstand erfolgen. Die verwendete Druckhülse (Bild 6.22 a) zeichnet sich durch die folgenden Eigenschaften aus.

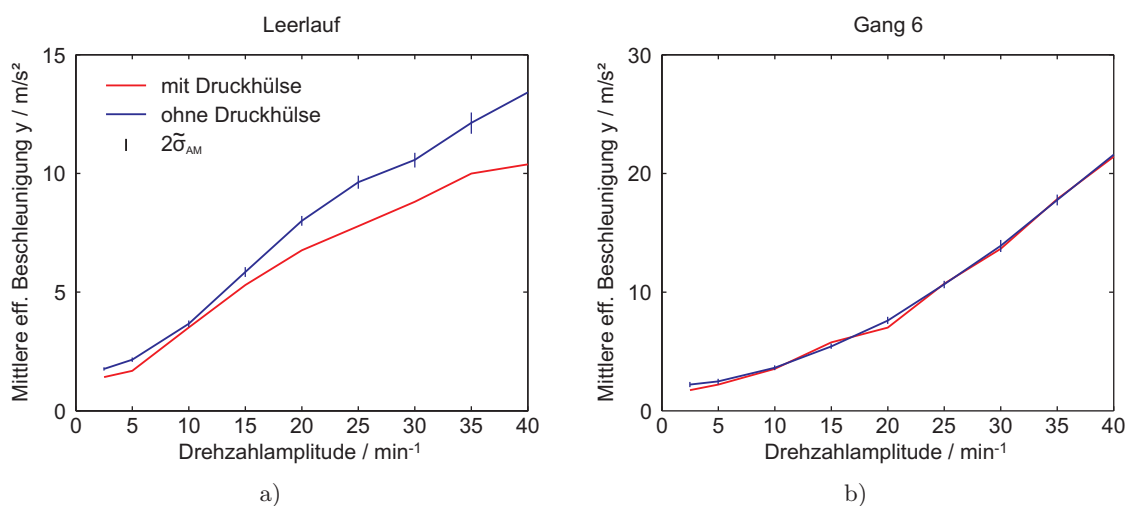
- Keine Unwuchtprobleme bei hohen Drehzahlen aufgrund der hohen Rotationssymmetrie der Druckhülse
- Einfache Montage und Demontage (keine Selbsthemmung), dies ist vor allem dann unerlässlich, wenn häufig Teile (Prüfgetriebe) gewechselt werden
- Aufgrund der ringsum gleichmäßig angreifenden Spannkraft treten keine Wellenverspannungen auf
- Die völlig spielfreie Verbindung ist wechsellagersicher

Mit Verwendung der Druckhülse und identischer Getriebeanregung wie in den Versuchen zuvor stellen sich die mittleren effektiven Beschleunigungswerte für den Leerlauf und den 6. Gang in den Bildern 6.23 a und b ein. Dargestellt ist die Beschleunigung in  $y$ -Richtung, die Wirkungsweise der Druckhülse kann hiermit auch stellvertretend für die anderen beiden Richtungen



**Bild 6.22:** Druckhülse zur kraftschlüssigen und spielfreien Verbindung der Getriebeeingangswelle mit dem Antriebskopf und damit mit der Antriebseinheit des Prüfstands

erläutert werden. Die dargestellten Kennlinien entsprechen einer arithmetischen Mittelung von drei unabhängigen Messungen mit der Druckhülse. Zum Vergleich sind die Klapperkurven aus den Messungen ohne Druckhülse, d. h. mit Spiel, eingezeichnet.



**Bild 6.23:** Gemittelte Klapperkurven für die Körperschallachse  $y$  bei a) Leerlauf und b) geschaltetem 6. Gang mit und ohne Druckhülse

Die Standardabweichungen der Mittelwerte werden durch den Einsatz der Druckhülse kleiner. Jedoch zeigt sich auch ein Einfluss der spielfreien Anbindung auf die arithmetischen Mittelwerte der Messreihen. Vor allem im Leerlauf liegen die Mittelwerte der Messreihen mit Druckhülse unter den Werten der Messreihen ohne Druckhülse. Dieser Effekt tritt auf, weil im Leerlauf das Verzahnungsspiel der Keilwellenverzahnung als zusätzliche Klapperstelle wirkt. Bei der Verwendung der Druckhülse fällt der Anteil dieser Klapperstelle im Körperschallsignal weg. Im geschalteten 6. Gang tritt dieser Effekt nicht auf, da das Verzahnungsspiel während des Betriebs durch Verspannen aufgehoben ist.

## 7 Zusammenfassung

Moderne Verbrennungsmotoren erzielen einen niedrigen Verbrauch sowie reduzierte Werte bei der Schadstoffemission in Verbindung mit einem verbesserten Wirkungsgrad. Die dafür notwendigerweise härter werdende Verbrennung erzeugt größere Drehungleichförmigkeiten an der Kurbelwelle.

Prüfstände liefern wertvolle Erkenntnisse über das Verhalten der Antriebskomponenten oder Antriebsbaugruppen, die durch verbrennungsmotorische Drehungleichförmigkeiten angeregt werden. Mit den Ergebnissen der Prüfstandsmessungen können bereits in der Entwicklungsphase des Antriebsstrangs Verbesserungen beim Schwingungsverhalten erzielt werden. Häufig kommen Elektromotoren als Aktoren in diesen Prüfständen zum Einsatz. Aufgrund der begrenzten Dynamik ist es jedoch nicht möglich, die verbrennungsmotorischen Drehungleichförmigkeiten mit nur einem Elektromotor zu erzeugen. Deshalb werden häufig mehrere gekoppelte Motoren oder Motoren mit ungleichförmig übertragenden Komponenten verwendet.

Im Rahmen dieser Arbeit werden zwei elastisch gekoppelte Elektromotoren für die Schwingungserzeugung eingesetzt, die in Kombination mit einer Nachbildung des Fahrzeugendabtriebs einen Hardware-in-the-Loop-Prüfstand darstellen. Durch die Nachbildung der Fahrwiderstände mit einem Fahrzeugmodell wird der Prüfstand zu einem HIL-Simulator vervollständigt. Die Fahrzeugmasse wird durch eine Schwingmassensimulation eingestellt, die das Signal eines Ferraris-Beschleunigungssensors verwendet. Der realisierte Prüfstand ermöglicht Untersuchungen des Schwingungsverhaltens von Zweimassenschwungrädern, Drehschwingungstilgern, Kupplungen, Fahrzeuggetrieben und weiteren Antriebskomponenten. Dabei können den Prüflingen zusätzlich zu den Drehschwingungen auch mittlere Verspanndrehmomente eingeprägt, d. h. Untersuchungen unter Belastung durchgeführt werden.

Die entwickelte Prüfstandssteuerung ermöglicht es, mit unterschiedlichen Methoden die verbrennungsmotorischen Drehzahlverläufe nachzubilden. Regelungstechnisch stellen die elastisch gekoppelten Motoren eine besondere Herausforderung dar. Zur optimalen Ansteuerung der Elektromotoren werden unterschiedliche Regelungskonzepte untersucht und verglichen. Für Untersuchungen an Drehschwingungstilgern wird eine spezielle Regelungsstrategie entwickelt, da die Drehschwingungen bei Tilgern nicht eingeprägt, d. h. geregelt werden dürfen.

Im Rahmen der Arbeit wird der Prüfstand für Getriebeuntersuchungen mit dem Fokus auf die Rassel- und Klappergeräusche von Fahrzeuggetrieben optimiert. Für die Getriebeuntersuchungen werden unterschiedliche Messsensoren verwendet und ein spezieller Sensor zur hochauflösenden Erfassung der Zahnradbewegungen entwickelt. Der Sensor ermöglicht die Messungen an Los- und Festrädern innerhalb des Getriebes, ohne die Eigenschaften des Getriebes und seiner Komponenten zu beeinflussen.

Durch Versuche wird die Funktion des Prüfstands nachgewiesen. Am Fahrzeug werden Messungen auf dem Rollenprüfstand mit unterschiedlichen Fahrprogrammen (Leerlauf, Kuppeln, Hochlauf) durchgeführt, die am Prüfstand wiederholt werden. Als Vergleichskomponente dient das Fahrzeuggetriebe und als Vergleichsgrößen die Drehzahl sowie der Körperschall. Die Auswertung der Versuche zeigt, dass der Prüfstand Drehungleichförmigkeiten erzeugen kann, welche denen eines Verbrennungsmotors entsprechen. Die Anregung des Fahrzeuggetriebes über die Getriebeeingangswelle erfolgt somit am Prüfstand identisch wie im Fahrzeug. Dies wird durch Messungen an der Eingangs- und Vorgelegewelle des Getriebes bestätigt. Der im Fahrzeug ermittelte Körperschallpegel wird über zwei Körperschallleitwege auf das Fahrzeuggetriebe übertragen. Zum einen regen die Drehungleichförmigkeiten des Verbrennungsmotors die Getriebeeingangswelle und somit die Fest- und Losräder innerhalb des Getriebes zu Drehschwingungen an. Die dadurch verursachten Verdrehflanken- und Axialstöße innerhalb des Getriebes werden über die Wellen und Lager auf das Gehäuse übertragen und sind somit im Körperschallsignal enthalten. Dieser Übertragungsweg wird als innerer Körperschallleitweg bezeichnet. Zum anderen regt im Fahrzeug der Verbrennungsmotor aufgrund seiner Betriebsschwingungen das starr gekoppelte Getriebegehäuse direkt an. Diese Schwingungen sind ebenfalls im Körperschall wieder zu finden und werden über den äußeren Körperschallleitweg übertragen. Der am Prüfstand gemessene Getriebekörperschall ist deshalb um den Anteil des direkt über die Motoranbindung übertragenen Körperschalls geringer als im Fahrzeug. Aufgrund der beschriebenen Schwingungsüberlagerung kann das Schwingungsverhalten einzelner Antriebskomponenten im Fahrzeug nicht eindeutig identifiziert werden. Die Versuche am Prüfstand liefern dagegen das Schwingungsverhalten einzelner Komponenten ohne zusätzliche Einflüsse.

Die Anbindung des Getriebes am Prüfstand kann spielbehaftet oder spielfrei erfolgen. Untersuchungsergebnisse zeigen, dass das Spiel bei unterschiedlichen Stellungen der Keilwellenverzahnung eine relativ große Streuung der Messergebnisse verursacht. Um die Reproduzierbarkeit der Prüfstandsmessungen zu gewährleisten, wird mit einer Druckhülse das Spiel beseitigt.

Die entwickelte Prüfstands- und Messtechnik wird zukünftig für detaillierte Getriebeuntersuchungen verwendet. Die Ergebnisse aus den Getriebeuntersuchungen am Prüfstand bilden die Grundlage für komplexe Simulationsmodelle von Schaltgetrieben. Die Getriebe Modelle ermöglichen realitätsnahe Simulationen von Getriebegeräuschen und stellen Werkzeuge zur Auslegung geräuschreduzierter Getriebe dar.

## Literaturverzeichnis

- [1] GESELLSCHAFT FÜR INDUSTRIEFORSCHUNG MBH: Fahrzeugausrüstung. – Forschungsbericht
- [2] FACHHOCHSCHULE GIESSEN-FRIEBERG FACHBEREICH MASCHINENBAU, GIESSEREITECHNIK, WERKSTOFFTECHNOLOGIE: Kurbelwellen-Verdrehprüfstand. – Forschungsbericht
- [3] Norm März 1982. *Prüfung von Kautschuk und Elastomeren - Grundlagen für dynamische Prüfverfahren.* – DIN 53535
- [4] Norm März 1990. *Prüfung von Kautschuk und Elastomeren - Bestimmung der visko-elastischen Eigenschaften von Elastomeren bei erzwungenen Schwingungen außerhalb der Resonanz.* – DIN 53513
- [5] Norm Dezember 1996. *Schwingungsmesseinrichtungen, Allgemeine Anforderungen und Prüfung.* – DIN 45662
- [6] Norm Juni 1998. *Schwingungsmesseinrichtungen, Begriffe.* – DIN 45661
- [7] Norm Juli 2002. *Zustandsüberwachung und -diagnostik von Maschinen - Schwingungs-Zustandsüberwachung - Teil 1: Allgemeine Anleitungen (ISO 13373-1:2002).* – DIN ISO 13373-1
- [8] Norm Januar 2003. *Kunststoffe - Bestimmung dynamisch-mechanischer Eigenschaften - Teil 1: Allgemeine Grundlagen (ISO 6721-1:2001) Deutsche Fassung EN ISO 6721-1:2002.* – DIN EN ISO 6721-1
- [9] Norm April 2004. *Sicherheit von Maschinen - Grundbegriffe, allgemeine Gestaltungsleitsätze - Teil 1: Grundsätzliche Terminologie, Methodologie (ISO 12100-1:2003) Deutsche Fassung EN ISO 12100-1:2003.* – DIN EN ISO 12100-1
- [10] Norm April 2004. *Sicherheit von Maschinen - Grundbegriffe, allgemeine Gestaltungsleitsätze - Teil 2: Technische Leitsätze (ISO 12100-2:2003) Deutsche Fassung EN ISO 12100-2:2003.* – DIN EN ISO 12100-2
- [11] Norm Januar 2006. *Zustandsüberwachung und -diagnostik von Maschinen - Schwingungs-Zustandsüberwachung - Teil 2: Verarbeitung, Analyse und Darstellung von Schwingungsmesswerten (ISO 13373-2:2005).* – DIN ISO 13373-2
- [12] ALBERS, A.: Das Zweimassenschwungrad der dritten Generation - Optimierung der Komfoteigenschaften von PKW-Antriebsstraengen. In: *Antriebstechnisches Kolloquium '91* (1991)
- [13] ALLEGRO MICROSYSTEMS, INC. (Hrsg.): *Two-Wire Self-Calibrating Differential Speed and Direc-*

- tion Sensor with Vibration Immunity.* : Allegro MicroSystems, Inc., 2005
- [14] AMTSBLATT DER EUROPÄISCHEN GEMEINSCHAFTEN (Hrsg.): *Richtlinie 98/37/EG des europäischen Parlaments und des Rates.* : Amtsblatt der Europäischen Gemeinschaften, 1998
- [15] ANGERMANN, A. ; BEUSCHEL, M. ; RAU, M. ; WOHLFARTH, U.: *MATLAB® – Simulink® – Stateflow®.* München, Wien, 2007
- [16] ANTRIEBSSYSTEME FAURND AU GMBH (Hrsg.): *Aktive Schwungmasse.* : Antriebssysteme Faurndau GmbH, 2007
- [17] AUGSBURG, K. ; BADER, D.: Neuer Antriebsstrang-Prüfstand an der TU Ilmenau. In: *50. Internationales Wissenschaftliches Kolloquium der Technischen Universität Ilmenau*, 2005
- [18] BAGOT, B. ; BEK, M. ; VOLLMAR, R. ZF Getriebe GmbH F.: Grundlegende Innovationen im Applikationsprozess von Automatikgetrieben. In: *2. Internationales Symposium für Entwicklungsmethodik: „Optimierung komplexer Antriebsstränge – die Herausforderung der Zukunft“*, 2007
- [19] BAUMER HÜBNER GMBH (Hrsg.): *ACC93 Ferraris-Beschleunigungssensor.* : Baumer Hübner GmbH, 2007
- [20] BRAMMER, K. ; SIFFLING, G.: *Kalman-Bucy-Filter.* München, Wien, 1994
- [21] BRAUN, H. ; BRODBECK, P. ; KNEWITZ, H. ; NESTLER, H. ; PFEIFFER, M. ; TRAN-XUAN, H.: Vorstellung eines Antriebsstrangprüfstands mit elektrischem Antrieb für die Simulation des Verbrennungsmotors. In: *Erprobung und Simulation in der Fahrzeugentwicklung, VDI-Berichte 1990* (2007), S. 53–67
- [22] BRECHER, C. ; GORGELS, C. ; HESSE, J.: Leicht und leise: Geräuschreduzierung durch den Einsatz von Werkstoffverbund-Zahnradern. In: *Getriebe in Fahrzeugen 2008, VDI-Berichte 2029* (2008), S. 627–646
- [23] BRODBECK, P. ; PFEIFFER, M. ; GERMANN, S. ; SCHYR, C. ; LUDEMANN, S.: Verbesserung der Simulationsgüte von Antriebsstrangprüfständen mittels Reifenschlupfsimulation. In: *VDI-Berichte 1610* (2001)
- [24] BRONSTEIN, I.N. ; SEMENDJAJEW, K.A. ; MUSIOL, G. ; MÜHLIG, H.: *Taschenbuch der Mathematik.* Frankfurt, 1999
- [25] BUCHHOLZ, J.J. ; GRÜNHAGEN, W. v.: Inversion Impossible? / Hochschule Bremen, DLR Braunschweig. 2004. – Forschungsbericht
- [26] BUCHHOLZ, J.J. ; GRÜNHAGEN, W. v.: Inversion dynamischer Systeme mit Matlab / Hochschule Bremen, DLR Braunschweig. 2005. – Forschungsbericht
- [27] CHRISTNER, V.: *Elektromaschinenbau 2003.* Freising, 2002
- [28] DALLY, M. ; IBENDORF, I. ; HIRSCHMANN, K.-H.: Ein leistungsstarker Prüfstand zur Untersuchung



- von Klapper- und Rasselschwingungen. In: *Erprobung und Simulation in der Fahrzeugentwicklung, VDI-Berichte 1990* (2007)
- [29] DIETSCHKE, K.-H. ; GMBH, Robert B. (Hrsg.): *Kraftfahrtechnisches Taschenbuch*. Wiesbaden, 2007
- [30] DRESIG, H.: *Schwingungen und mechanische Antriebssysteme*. Berlin, Heidelberg, 2006
- [31] DRESIG, H. ; HOLZWEISSIG, F.: *Maschinendynamik*. Berlin [u.a.], 2007
- [32] DREXL, Hans-Jürgen: *Kraftfahrzeugkupplungen*. Landsberg/Lech, 2002
- [33] DUDITZA, F.: *Kardangelenkgetriebe und ihre Anwendungen*. Düsseldorf, 1973
- [34] FALKENSTEIN, J.-W.: *Erzeugung von verbrennungsmotorischen Drehschwingungen mit elastisch gekoppelten elektrischen Antrieben*, Universität Rostock, Diss., 2004
- [35] FASSNACHT, J.: An observer to improve the speed signal using a Ferraris acceleration sensor. In: *EPE* (2001)
- [36] FIDLIN, A. ; SEEBACHER, R.: Simulationstechnik am Beispiel des ZMS – Die Stecknadel im Heuhaufen finden. In: *8. LuK Kolloquium*, 2006
- [37] FLEISCHHAUER, Th. ; KLITZING, W. von ; SCHWARZ, G.: Verbrennungsmotorsimulation an elektromotorisch betriebenen Getriebeprüfständen. In: *VDI-Berichte 1189* (1995)
- [38] FÖLLINGER, O.: *Regelungstechnik Einführung in die Methoden und ihre Anwendung*. Heidelberg, 1994
- [39] GAMBACH, H.: *Servoantriebe mit unterlagelter Zweipunktregelung ihrer Drehbeschleunigung*, Universität Stuttgart, Diss., 1993
- [40] GENERAL STANDARDS CORPORATION (Hrsg.): *PCI-16HSDI Manuel*. : General Standards Corporation, 2005
- [41] GREBE, M. ; FEINLE, P. ; HUNSICKER, W.: Einfluss verschiedener Faktoren auf die Entstehung von Stillstandsmarkierungen (False-Brinelling-Effekt). In: *48. Tribologie-Fachtagung 2007: „Reibung, Schmierung und Verschleiß“*, 2007
- [42] GRIEPENTROG, G. ; POHL, A. ; HOFMANN, L.: Nachbildung beliebiger Lastkennlinien und virtuelle Trägheitsmomente – Flexibler Prüfstand auf PC-Basis. In: *antriebstechnik* (2003), Nr. 1, S. 33–41
- [43] HARTMANN, N.: *Automation des Tests eingebetteter Systeme am Beispiel der Kraftfahrzeugelektronik*, Universität Fredericiana, Diss., 2001
- [44] HENN, H. (Hrsg.) ; SINAMBARI, G. R. (Hrsg.) ; FALLEN, M. (Hrsg.): *Ingenieurakustik*. Wiesbaden, 2008
- [45] HÖHN, B.-R. ; MICHAELIS, K. ; GROSSL, A.: Auslegung geräuscharmer Verzahnungen mit DZP. In: *ATZ/MTZ Konferenz – Akustik zukünftiger Fahrzeug- und Antriebskonzepte*, 2006

- [46] HILLER, B.: Neue Entwicklungen und Anwendungen des Ferraris-Sensors. In: *Fortschritte in der Regelungs- und Antriebstechnik, 16. Lageregelseminar* (2005)
- [47] HILLER, B. ; LEHNER, W.-D.: Verbesserung der Regelgüte durch Ferraris-Sensoren. In: *antriebs-technik* (2001), Nr. 4, S. 74–78
- [48] IBENDORF, I. ; DALLY, M. ; HIRSCHMANN, K.-H.: Elastisch gekoppelte Elektromotoren bilden den Verbrennungsmotor und den Endantrieb eines Fahrzeuges für Getriebeuntersuchungen nach. In: *ETG-Fachbericht: „Elektrisch-mechanische Antriebssysteme“*, 2008
- [49] IBENDORF, I. ; DALLY, M. ; HIRSCHMANN, K.-H.: Elektromotorische Nachbildung eines Fahrzeugantriebsstrangs. In: *ASB Tagungsband 2008, Elektrische und nichtelektrische Antriebe*, 2008
- [50] INNOVATIVE INTEGRATION (Hrsg.): *M6x/cM6x Development Package*. : Innovative Integration, 2001
- [51] ISERMANN, R.: *Fahrdynamik-Regelung*. Wiesbaden, 2006
- [52] ISERMANN, R.: *Mechatronische Systeme*. Berlin, Heidelberg, 2008
- [53] ITI GESELLSCHAFT FÜR INGENIEURTECHNISCHE INFORMATIONSVERARBEITUNG MBH (Hrsg.): *SimulationX – User Manual*. : ITI Gesellschaft für ingenieurtechnische Informationsverarbeitung mbH, 2006
- [54] JANDT, R. ; MATTHES, P. ; MÖGLE, T. ; FALKENSTEIN, J.: SynchronLink – schnellste Kommunikation zwischen Umrichtern. In: *Antriebs- und Getriebetechnik* (1999), Nr. 2, S. 16–18
- [55] JÖRG, B.: Abbau von Resonanzschwingungen im Antriebsstrang durch Drehschwingungstilger. In: *VDI-Berichte 697* (1988), S. 159–172
- [56] JÖRG, B. ; WERNER, K. ; ECKEL, H.-G.: Der Drehzahladaptive Tilger DAT – Der Technologiesprung im Antriebsstrang. In: *ATZ* (2001), Nr. 9, S. 758–764
- [57] KELLER, W. ; WASTL, W.: Neue Methoden und Konzepte zur Drehungleichförmigkeits-Reduzierung. In: *Getriebe in Fahrzeugen 2008, VDI-Berichte 2029* (2008), S. 595–606
- [58] KIEFER, M. ; ZEIFF, A.: Drehzahlmessung, wo herkömmliche Technik versagt. In: *Konstruktion* (2006), Nr. 1/2, S. 28–29
- [59] KIEL, E.: *Anwendungsspezifische Schaltkreise in der Drehstrom- Antriebstechnik*, Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, Diss., 1994
- [60] KIRCHNER, E.: *Leistungsübertragung in Fahrzeuggetrieben*. Berlin [u.a.], 2007
- [61] KIRCHNER, E. ; KÖSTER, H. ; LANGER, F. ; NICOLA, A. ; SAUER, B.: NVH-Problemen auf der Spur: Modellgestützte Analyse des „Cold Start Squeal“ Phänomens von Kupplungen. In: *Automobiltechnische Zeitschrift* (2005), Nr. 107, S. 802–809

- [62] KÜMMEL, F.: *Elektrische Antriebstechnik, Teil 3: Antriebsregelung - feldorientiert geregelte Drehstromantriebe - Busvernetzungen*. Berlin [u.a.], 1998
- [63] KOOY, A. ; GILLMANN, A. ; JÄCKEL, J. ; BOSSE, M.: ZMS – nichts Neues? In: *7. LuK Kolloquium*, 2002
- [64] KRAH, J.O. ; LEMKE, M.: Geschwindigkeitsbeobachter höherer Ordnung zur Unterdrückung von höherfrequenten Resonanzen bei Direktantrieben. In: *SPS/IPC/Drives Nürnberg* (2006), S. 431–439
- [65] KRAMER, C. ; WILLUWEIT, G.: Adaptive Beobachterstruktur für Ferraris-Sensoren. In: *antriebstechnik* (2002), Nr. 9, S. 68–70
- [66] KREINER, S. ; ENGELFRIED, P. ; STUTTGART), Dr. K. Jogun (Daimler A. ; DR. W. ROSSEGGER (KRISTL, Seibt Co. G.: Drehschwingungsgenerator zur Verbrennungsmotorsimulation. In: *2. Internationales Symposium für Entwicklungsmethodik: „Optimierung komplexer Antriebsstränge – die Herausforderung der Zukunft“*, 2007
- [67] LANG, C.-H.: *Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben*, Universität Stuttgart, Diss., 1997
- [68] LANG, J. R.: *Kolben-Zylinder-Dynamik*, RWTH Aachen, Diss., 1997
- [69] Schutzrecht EP 1 204 828 B1 ( Juni 2003). LECHNER, G. ; GOGAN, S. ; RYBORZ, J. (Erfinder). Institut für Maschinenelemente Universität Stuttgart. Internationale Veröffentlichungsnummer WO 01/013010
- [70] LERCH, R.: *Elektrische Messtechnik*. Berlin [u.a.], 2007
- [71] LI, H.: *Untersuchung zum realen Bewegungsverhalten von Losteilen in Fahrzeuggetrieben*, Universität Stuttgart, Diss., 2006
- [72] LUNZE, J.: *Regelungstechnik 1*. Berlin, Heidelberg, 2007
- [73] LUTZ, D.: Kupplungsmanagement - ein Baustein zur Drehschwingungsdämpfung. In: *VDI-Berichte 697* (1988), S. 219–231
- [74] LUX, R. ; BURGER, W. ; ALBERS, A.: Neuartiger, universell einsetzbarer Antriebsbaugruppen-Prüfstand. In: *VDI Berichte 1470* (1999), S. 143–161
- [75] MACIEJOWSKI, J.: *Predictive Control with Constraints*. Harlow [u.a.], 2002
- [76] THE MATHWORKS INC. (Hrsg.): *Model Predictive Control Toolbox - User's Guide*. : The Mathworks Inc., 1995
- [77] MITSCHKE, M.: *Dynamik der Kraftfahrzeuge - Band B: Schwingungen*. Berlin [u.a.], 1997
- [78] NAUNHEIMER, H. ; BERTSCHE, B. ; LECHNER, G.: *Fahrzeuggetriebe*. Berlin [u.a.], 2007
- [79] NAUNHEIMER, H. ; BERTSCHE, B. ; LECHNER, G.: *Fahrzeuggetriebe: Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion*. Berlin [u.a.], 2007

- [80] NEUMANN, R. ; HARTMANN, A.: Ein neues Antriebskonzept: der elektro-pneumatische Hybridantrieb. In: *ASB Tagungsband 2008, Elektrische und nichtelektrische Antriebe*, 2008
- [81] NICOLA, A. ; ROSENBERGER, J. ; NEMETH, G. ; SAUER, B.: Verbrennungsmotoren hochdynamisch simuliert. Antriebselemente-Prüfstand zur Analyse von Drehschwingungsphänomenen. In: *antriebstechnik* (2004), Nr. 11, S. 62–65
- [82] NICOLA, A. ; SAUER, B.: Experimentelle Ermittlung des Dynamikverhaltens torsionselastischer Antriebselemente. In: *ATZ* (2006), Nr. 10, S. 125–130
- [83] NOVAK, W. ; KIEFER, S. ; STOCKMEIER, M. ; BERTSCHE, B.: Eliminierung des Klapper- und Rasselgeräuschs von Fahrzeuggetrieben durch Festradentkopplung. In: *Getriebe in Fahrzeugen 2008, VDI-Berichte 2029* (2008), S. 607–626
- [84] NÜRNBERG, W. ; HANITSCH, R.: *Die Prüfung elektrischer Maschinen*. Berlin [u.a.], 2001
- [85] ORSYS ORTH SYSTEM GMBH (Hrsg.): *micro-line<sup>®</sup> C32CPU professional*. : ORSYS Orth System GmbH, 2001
- [86] PISCHINGER, S. ; LAHEY, H.-P. ; STEFFENS, C. ; WILHELM, M. ; SCHILLING, S. ; WAWRIK, A. ; WITMAJER, M. ; GOLD, P.W. ; SCHELENZ, R. ; FECHLER, J. ; HOLLENSTEIN, M.: Akustik Motor-Getriebe. In: *FVA Forschungheft 671* (1999)
- [87] POLZIN, C.: *Simulation eines Getriebeprüfstands im Matlab Simulink Tool Simdriveline* / Universität Rostock. 2006. – Studienarbeit
- [88] REFU ELEKTRONIK (Hrsg.): *REFU drive 500 RD52 - Funktionspläne und Parameterliste*. : REFU Elektronik, 1999
- [89] REIK, W. ; SEEBACHER, R. ; KOOY, A.: Das Zweimassenschwungrad. In: *6. LuK Kolloquium 1998* (1998), S. 69–94
- [90] REIMER, J.: *Drehzahlsensor nach dem Wirbelstromprinzip für Servoantriebe*, Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, Diss., 2002
- [91] REIPERT, P. ; VOIGT, M.: Körperschallanregung des Kurbelgehäuses durch die Kolbenbewegung. In: *VDI-Berichte 1491* (1999), S. 401–414
- [92] REITZ, A. ; BIERMANN, J.-W. ; SCHUMACHER, T.: Spezielle Prüfstände zur Untersuchung von NVH-Phänomenen des Antriebsstrangs. In: *8. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik* (1999), S. 1–17
- [93] REUTER, M. ; ZACHER, S.: *Regelungstechnik für Ingenieure*. Braunschweig, Wiesbaden, 2002
- [94] ROHS, U. ; DAHLEN, R. von ; HEIDINGSFELD, D.: Isolation der Drehschwingungen in einem Kfz-Antriebsstrang durch einen Hydraulischen Torsionsdämpfer (HTD). In: *ATK Antriebstechnisches Kolloquium 1995, RWTH Aachen* (1995), S. 223–242

- [95] ROPPENECKER, G.: *Zeitbereichsentwurf linearer Regelungen*. München, Wien, 1990
- [96] RUNZER, V.: Untersuchungen von Drehschwingungen – Elektrischer Prüfstand ersetzt Verbrennungsmotor. In: *antriebstechnik* (2003), Nr. 1, S. 35–36
- [97] RYBORZ, J.: *Klapper- und Rasselgeräuschverhalten von Pkw- und Nkw-Getrieben*, Universität Stuttgart, Diss., 2003
- [98] SCHENK, R. ; HILLER, B.: Oft besser als optische Messsysteme. In: *antriebstechnik* (2007), Nr. 1/2, S. 40–43
- [99] SCHÄFER, H.: *Entwurf und Realisierung eines neuartigen Prüfstandes für Kraftfahrzeugkupplungen*, Universität Erlangen-Nürnberg, Diss., 1988
- [100] SCHRÖDER, T.: *Einbau und begleitende Untersuchungen eines hochdynamischen Servomotors in einem Antriebsprüfstand*, Universität Rostock, Diplomarbeit, 2007
- [101] SHAW, S.W. ; SCHMITZ, P.M. ; HADDOW, A.G.: Tautochronic Vibration Absorbers for Rotating Systems. In: *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics* (2006), S. 283–293
- [102] SINN, W.: Drehschwingungssimulation. In: *VDI-Fortschrittberichte* 11 (1993), Nr. 179
- [103] SOBOTA, J.: *Drehbeschleunigungsmessung in Antrieben*, Technische Hochschule Aachen, Diss., 1984
- [104] STEINHILPER, W. (Hrsg.) ; SAUER, B. (Hrsg.): *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 1 - Grundlagen der Berechnung und Gestaltung von Maschinenelementen*. Berlin [u.a.], 2008
- [105] UNBEHAUEN, H. (Hrsg.): *Regelungstechnik 1*. Wiesbaden, 2008
- [106] VÖTH, S.: *Dynamik schwingungsfähiger Systeme*. Wiesbaden, 2006
- [107] WACKER, M. ; B., Bertsche: Zuverlässigkeitsuntersuchungen an einer Zahnradstufe unter Berücksichtigung von Drehungleichförmigkeiten. In: *Getriebe in Fahrzeugen 2008, VDI-Berichte 2029* (2008), S. 393–414
- [108] WALTZ, M.: *Dynamisches Verhalten von gummigefederten Eisenbahnrädern*, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Diss., 2005
- [109] WEIDNER, G.: *Klappern und Rasseln von Fahrzeuggetrieben*, Universität Stuttgart, Diss., 1991
- [110] WENDER, B.: Untersuchung zur Geräuschabstrahlung von „Prinzip-Getriebegehäusen“ mit Versteifungsrippen. In: *Konstruktion* (1998), Nr. 10, S. 29–35
- [111] WERNER, K. ; ECKEL, H. G. ; FEHRECKE, H. ; JÖRG, B.: Motor- und Antriebsstrangberuhigung im System durch einen drehzahladaptiven Tilger (DAT). In: *8. Aachener Kolloquium „Fahrzeug- und Motorenteknik“* (1999), S. 1133–1141
- [112] ZANDER, U. ; HIRSCHMANN, K.-H.: Messungen von Drehschwingungen in Fahrzeuggetrieben mittels Ferrariensensoren. In: *ATZ/MTZ Konferenz* (2006)

- 
- [113] ZANDER, U. ; HIRSCHMANN, K.-H. ; IBENDORF, I. ; DALLY, M.: Erfassung der Bewegungszustände spielbehafteter Antriebe mittels Ferrarissensoren. In: *Elektrisch-mechanische Antriebssysteme, VDI-Berichte 1963* (2006), S. 97–110

## A Anhang

### A.1 Taktgenerierung der Messkarten

Die Datenübertragung der beiden Datenerfassungskarten erfolgt aus den Puffern über DMA-Transfer an den Arbeitsspeicher des Host-PCs. Werden zuvor gesetzte Grenzen im Kartenpuffer erreicht, sendet die entsprechende Karte einen IRQ an den Host-PC und leitet nach Freigabe den DMA-Transfer ein.

Puffer mit einer Größe von 256 kB pro Karte entkoppeln die Datenerfassung von der Datenübertragung zum Host-PC. Werden alle Kanäle mit der gleichen Frequenz abgetastet, liegen die Daten in geordneter Reihenfolge im Puffer. Bei asynchroner Abtastung müssen die Daten über ein Auswerteprogramm offline sortiert werden. Dabei ist das Kanal-Flag, welches sich am Ende eines Datums befindet und die Nummer des Kanals bezeichnet, auszuwerten.

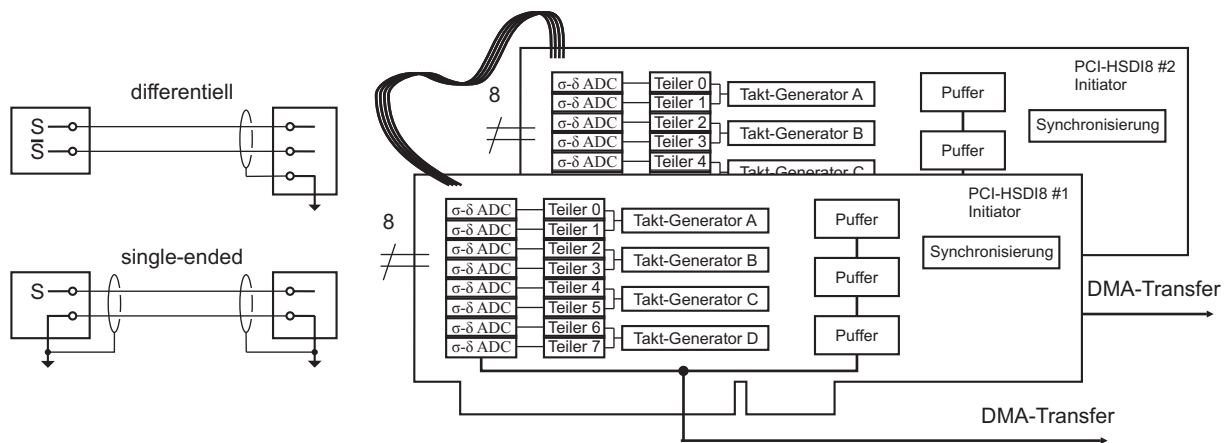


Bild A.1: Synchronisierte Messwertkarten zur Datenerfassung

Da nur ein DMA-Kanal für beide Karten zur Verfügung steht, muss gewährleistet sein, dass beide Karten nicht gleichzeitig senden. Diese Anforderung kann durch zwei Methoden gewährleistet werden. Bei synchroner Abtastung beider Karten laufen die Puffer gleichzeitig voll. Durch Setzen von verschiedenen Pufferschwellwerten senden die Karten die IRQs bei unterschiedlichen Pufferfüllständen und eine Kollision wird vermieden. Werden die Karten asynchron betrieben, werden bei jedem IRQ in der ISR beide Kartenpuffer ausgelesen, unabhängig davon, welche Karte den IRQ gesendet hat und wie voll der Puffer der anderen Karte zu diesem Zeitpunkt ist.

Die Taktgenerierung der Messkarten ist in Bild A.2 dargestellt. Die Zeitbasen auf den beiden Karten werden durch vier Taktgeneratoren pro Karte oder optional durch ein extern generiertes Taktsignal (19,2 MHz – 38,4 MHz) gebildet. Acht Teiler pro Karte ermöglichen eine weitere Teilung der Taktsignale. Die Struktur ist so ausgelegt, dass jeweils einer Kanalgruppe (= zwei Kanäle) entsprechende Takte zugeordnet werden können. Somit können die acht Signale einer Messkarte mit verschiedenen Frequenzen abgetastet werden.

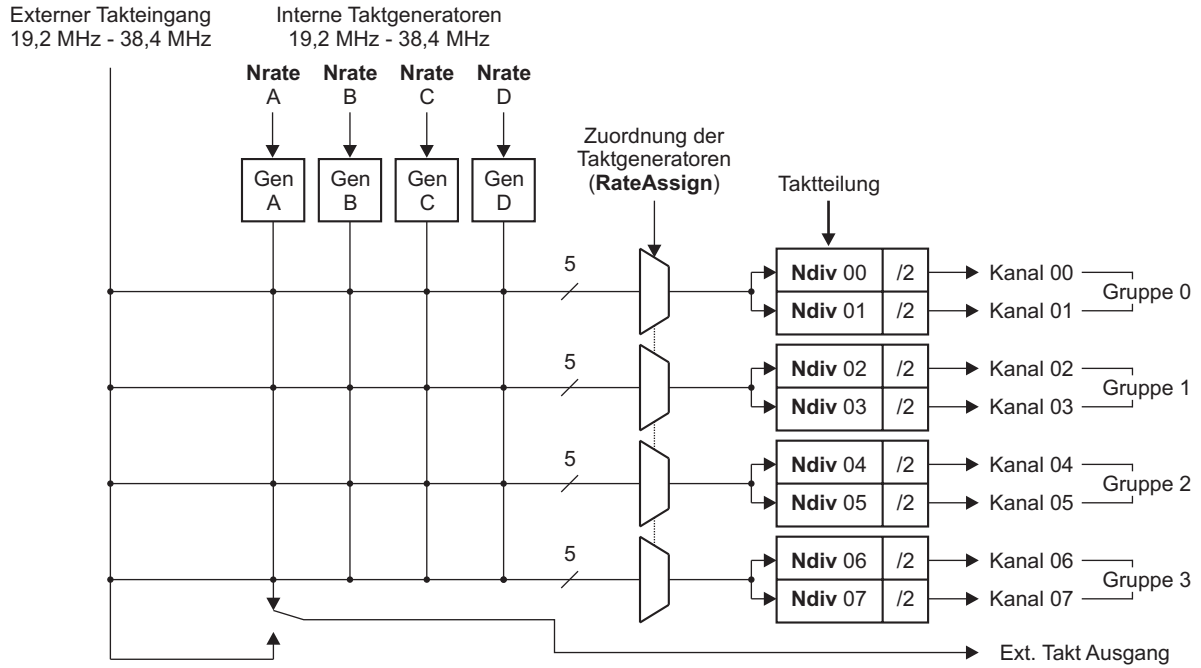


Bild A.2: Organisation der Kanaltaktraten

Um die gewünschten Abtastfrequenzen der Kanäle einzustellen, müssen die entsprechenden Register: **RateAssign**, **Nrate** und **Ndiv** gesetzt werden. Dazu werden über eine iterative Schleifenfunktion die Registerwerte für **Ndiv** und **Nrate** aus der Abtastfrequenz berechnet. Die Variable DIVISOR wird beginnend bei 0,5 in den Schritten 1, 2, 3, ..., 19, 20 erhöht, bis **Nrate** durch den mathematischen Zusammenhang:

$$\mathbf{Nrate} = (1,7034 \cdot f_s \cdot \text{DIVISOR}) - 511 \quad (\text{A.1})$$

einen Wert zwischen 0 und 511 erreicht. Das erhaltene Ergebnis für **Nrate** wird ganzzahlig aufgerundet. Der zu **Nrate** korrespondierende Wert **Ndiv** wird durch eine if-Anweisung ermittelt:

$$\begin{aligned} \mathbf{Ndiv} &= \text{DIVISOR} && \text{wenn DIVISOR} \neq 0,5 \\ \mathbf{Ndiv} &= 0 && \text{wenn DIVISOR} = 0,5 \end{aligned}$$

Nach der Bestimmung der Werte für **Nrate** und **Ndiv** kann für den zweiten Kanal in der Gruppe der Teiler wie folgt berechnet werden.

$$\mathbf{Ndiv}_Y = \mathbf{Ndiv}_X \cdot \frac{f_{s,X}}{f_{s,Y}} \quad (\text{A.2})$$



Dabei steht  $\mathbf{Ndiv}_X$  für den Teiler des Kanals mit der höheren Abtastrate  $f_{s,X}$  und  $\mathbf{Ndiv}_Y$  für den Teiler des Kanals mit der geringeren Abtastrate  $f_{s,Y}$  innerhalb der Kanalgruppe. Die berechneten Werte werden in die entsprechenden Register geschrieben und die Kanalgruppen über das **RateAssign**-Register den Taktgeneratoren zugeordnet.

Ist eine einheitliche Zeitbasis und eine synchrone Abtastung aller 16 Kanäle beider Messkarten erforderlich, werden die AD-Wandler der 16 Kanäle einem Taktgenerator zugeordnet und auf ein Startsignal synchronisiert. Bei der synchronen Abtastung bekommen alle AD-Wandler ihr Taktsignal vom Taktgenerator A der Messkarte 1. Der zweiten Erfassungskarte wird dabei das Taktsignal und ein Synchronisiersignal über ein zusätzliches Flachbandkabel aufgeschaltet. Beim Start einer Messung werden zunächst die Inhalte der Puffer gelöscht, die 16 AD-Wandler gleichzeitig gestartet und synchron getaktet. Die taktgebende Karte bildet die Initiatorkarte und die taktempfangende Karte die Targetkarte. Die internen Taktgeneratoren der Targetmesskarte werden deaktiviert.

Die jeweiligen Grenzfrequenzen der 2 x 8 Antialiasing-Filter werden nicht manuell eingestellt, sie adaptieren ihre Grenzfrequenz an die Abtastrate des entsprechenden Kanals.

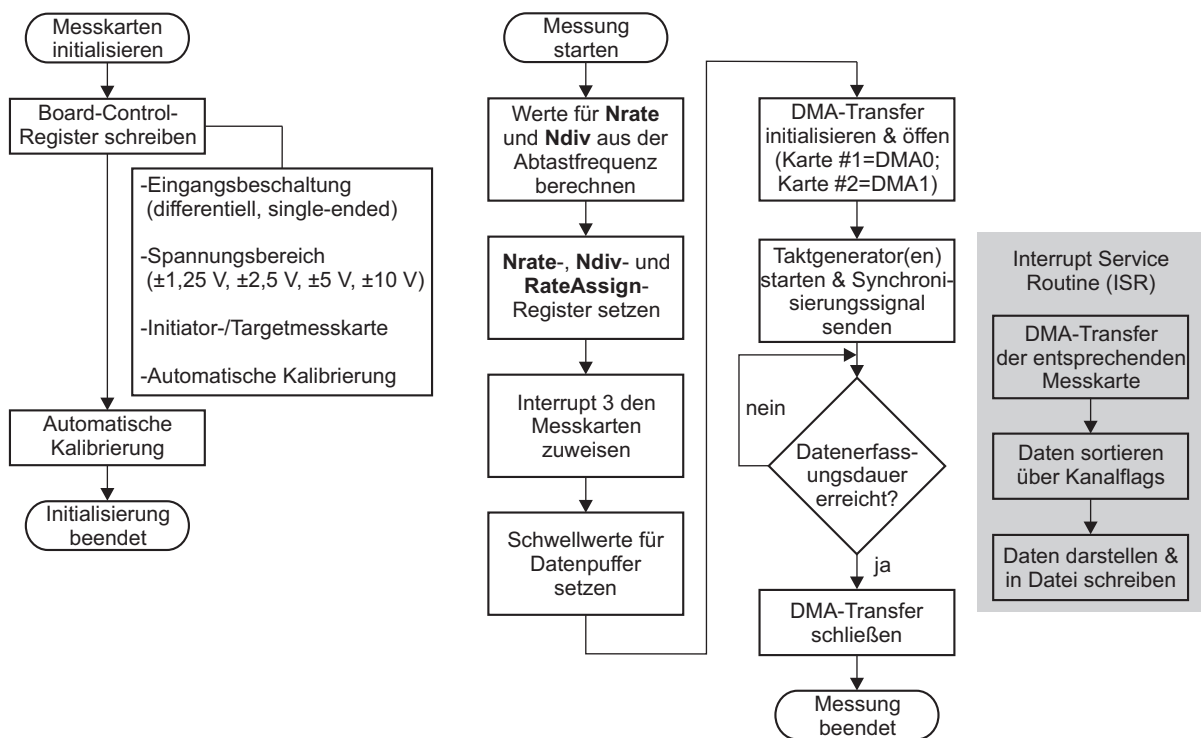


Bild A.3: Programmflussplan zur Messdatenerfassung

Das erstellte Messprogramm wird durch den Programmablaufplan in Bild A.3 beschrieben. Zur Datenerfassung müssen vom Benutzer die Abtastfrequenz, die Erfassungsdauer, der Eingangsspannungsbereich sowie der Signaltyp (single-ended oder differenziell) angegeben werden. Das Programm initialisiert die Messkarten durch Setzen der entsprechenden Bits in den Board-

Control-Registern und führt eine automatische Kalibrierung der Messkanäle über eine Referenzspannung durch. Der eigentliche Messzyklus berechnet aus der gewünschten Abtastfrequenz die Registerwerte für die Taktgeneratoren und die Taktteiler. Den Karten werden ein entsprechender Interrupt sowie ein definierter Pufferschwellwert zum Auslösen des Interrupts zugewiesen. Löst eine Messkarte einen Interrupt aus, leitet das Programm den Datentransfer in den Arbeitsspeicher des Mess-PCs ein.

## A.2 Signalerfassung und Speicherverwaltung des zentralen DSPs

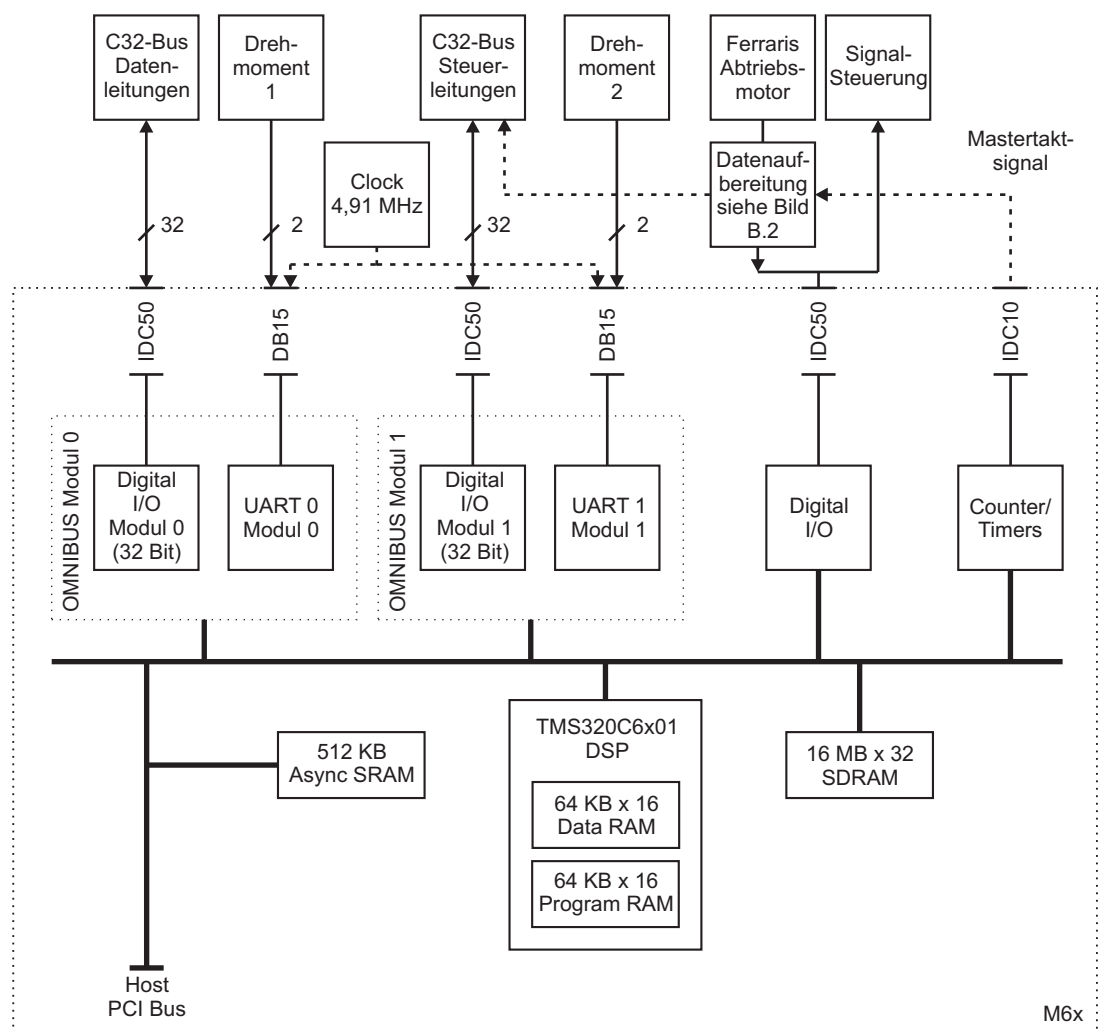


Bild A.4: Schnittstellen und Speicherbereiche des zentralen DSPs

Die Datenerfassung und Datenausgabe sowie die verfügbaren Speicher des zentralen DSPs sind in Bild A.4 dargestellt. Der zentrale DSP ist mit zwei Digital I/O OMNIBUS-Modulen bestückt und verfügt somit zusätzlich über 2 x 32 Bit breite Digital-Ports. Die beiden Ports können jeweils byteweise als Ein- oder Ausgang initialisiert werden. Alle 32 Bits des Moduls 0 werden zur Datenübertragung verwendet, acht Bits des Moduls 1 senden Steuersignale für den Datentransfer

an die Sub-DSPs.

Über zwei der vier UART-Kanäle auf den OMINBUS-Modulen werden die digitalen Daten der beiden Drehmomentmessstellen seriell eingelesen. Das Taktsignal für die UART-Schnittstellen wird extern generiert.

Das DSP-Board verfügt über unterschiedliche Speicher, die sich durch Größe und Zugriffszeit unterscheiden. In der Datei generic.cmd erfolgt die Speicherzuweisung.

#### MEMORY

```
{
    VECS:          org = 0x00000000 len = 0x0000200
    PRAM:          org = 0x00000200 len = 0x000fe00
    DRAM:          org = 0x80000000 len = 0x0010000
    ASRAM:         org = 0x01600000 len = 0x0080000
    SDRAM.SYS:     org = 0x02000000 len = 0x0000500
    SDRAM.BUFFER: org = 0x02000501 len = 0x0500000
}
```

Die beiden Onchip-Speicher mit den kürzesten Zugriffszeiten sind jeweils 64kB groß. Die langsameren Offchip-Speicher werden zusätzlich zur Datenspeicherung (SDRAM mit 16 MB) und zum Datentransfer mit dem Host (ASRAM mit 512kB) verwendet. Über folgende Sektionen werden die Daten den verschiedenen Speicherbereichen zugeordnet.

#### SECTIONS

```
{
    vecs:          > VECS      /*Interrupt Vectors*/
    .text:         > PRAM      /*Code*/
    .onchip        > PRAM      /*Fast onchip routines*/
    .sbram         > SBRAM     /*Offchip routines*/
    .tables        > DRAM      /*Data tables*/
    .data          > DRAM      /*Data*/
    .stack         > DRAM      /*System stack*/
    .switch        > DRAM      /*Switch tables*/
    .bss:          > DRAM      /*Variables*/
    .systemem      > SDRAM.SYS /*Dynamic memory*/
    .cinit         > DRAM      /*Initialization tables*/
    .const         > DRAM      /*Constants*/
    .cio           > DRAM      /*C standard I/O*/
    .far           > DRAM      /*Far data structures*/
    .my_func:      > SDRAM.BUFFER
```

```

.my_data:      > SDRAMBUFFER
.my_array:     > SDRAMBUFFER
}

```

Aufgrund des Programmumfangs der Prüfstandssteuerungssoftware müssen Funktionen in den SDRAM ausgelagert werden. Dabei dürfen nur zeitlich unkritische Funktionen wie Initialisierungen usw. ausgelagert werden; Kontroll- und Reglerfunktionen müssen in den schnellen Speicherbereichen vorliegen. Im Bereich „my\_func“ werden die ausgelagerten Funktionen gespeichert.

Die Sollwertverläufe für die Prüfstandssteuerung/-regelung umfassen große Datenmengen und können nur im SDRAM gespeichert werden. Dafür ist der Speicherbereich „my\_array“ vorgesehen. Im Reglertakt greift der DSP auf das Array zu und liest den nächstfolgenden Sollwert aus.

Für die Trägheitssimulation mit der Abtriebseinheit wird die Winkelbeschleunigung mit einem Ferrarissensor an der Welle des Abtriebsmotors gemessen. Der verwendete Differenzverstärker verstärkt das analoge Sensorsignal und erzeugt am Ausgang das verstärkte Signal  $S$  und ein invertiertes Signal  $\bar{S}$  zur differentiellen Übertragung. Zur Erfassung der Winkelbeschleunigung mit dem zentralen DSP werden nach Aufbereitung und A/D-Wandlung des Signals die Werte über das Digital-Interface des DSP-Boards eingelesen. Der AD-Wandler generiert pro Takt ein 16-Bit breites Datenwort und schaltet die Bits parallel auf den Datenbus. Die Taktung des AD-Wandlers erfolgt durch das aufsynchronisierte Reglertaktsignal der zentralen Prüfstandssteuerung. Somit ist gewährleistet, dass dem Regler zu jedem Reglertakt der aktuelle Wert der Winkelbeschleunigung an der Abtriebseinheit vorliegt. In Bild A.5 ist die Signalverarbeitung dargestellt.

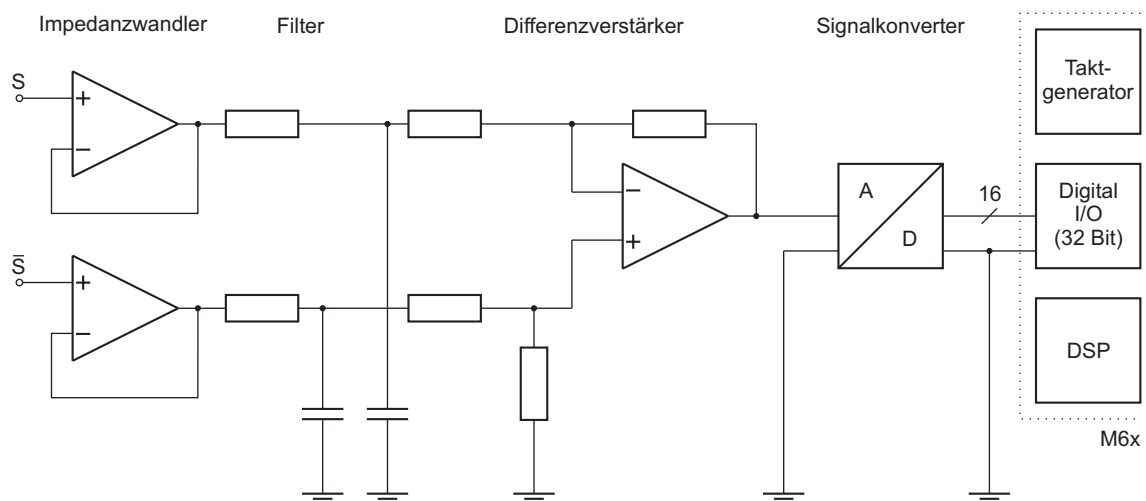


Bild A.5: Anpassung des analogen Ferrarissensorsignals an den zentralen DSP

Die analogen Tiefpassfilter in den Signalzweigen sind auf eine Grenzfrequenz von 500 Hz eingestellt. Drehschwingungen oberhalb einer Frequenz von 50 Hz sind vom Abtriebsmotor aufgrund der relativ hohen Rotorträgheit nicht zu erwarten und werden aufgrund der geringen Amplitude nicht berücksichtigt. Da der Differenzverstärker die beiden Eingangssignale  $S$  und  $\bar{S}$  voneinander subtrahiert, ergibt sich am Ausgang des Operationsverstärkers die doppelte Amplitude im Vergleich zu den Einzelsignalen. Bei Verwendung des Signals im DSP muss dieser Faktor berücksichtigt werden.

### A.3 Ausgelagerte, dezentrale Regelkreise

Zur Vorgabe und Regelung eines Drehwinkels der Abtriebseinheit ist optional ein Lageregler implementiert (Bild A.6). Bei einer Anfahrt in eine gewünschte Position mit konstanter Verzögerung (Bremsmoment) verhält sich die Winkelgeschwindigkeit (Drehzahl)   ber den Winkel entsprechend einer Wurzelcharakteristik. Dieses wird durch die Kennlinie in der Soll/Ist-Differenz des Lagereglers berücksichtigt. Das Stabilitätskriterium des gesamten Lageregelkreises wird jedoch durch die Steigung im Nullpunkt der Kennlinie bestimmt. Zur Verwendung des Lagereglers muss der wechselrichterinterne Drehzahl- und Stromregler unterlagert verwendet werden. Dem Parameter P648 als Sollwert für den Stromregler muss dazu der Ausgangswert D1854 des Drehzahlreglers zugewiesen werden. Und dem Eingang des Drehzahlreglers P305 der Ausgang des Lagereglers D1991.

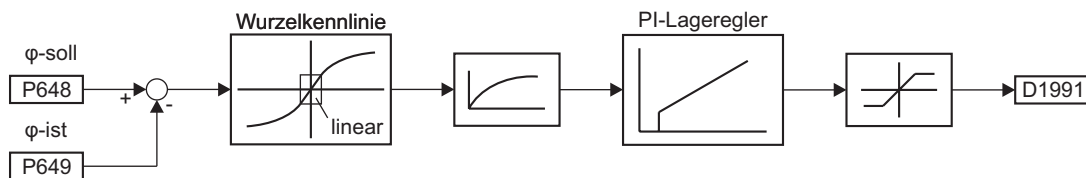


Bild A.6: Drehwinkel-Zusatzregler für den Abtriebsmotor

Die in Abschnitt 4.6.2 erläuterte Schwungmassensimulation mit der Abtriebseinheit kann alternativ zur Entlastung des zentralen DSPs auf den Wechselrichter des Abtriebsmotors ausgelagert werden. Dazu wird die Struktur in Bild A.7 in der Wechselrichtersteuerung des Abtriebsmotors definiert.   ber einen differentiellen Analogeingang mit Tiefpassfilter und A/D-Wandler liest der Wechselrichter mit der Systemabtastrate die aktuelle Winkelbeschleunigung des Ferrarissensors ein.   ber den Parameter D1801 steht das aufbereitete Signal der Winkelbeschleunigung zur Verfügung und kann durch Verschaltung mit P353 zu einem konstanten Simulationstr  gheitsmoment (P351) oder über ein extern übergebenes Trägheitsmoment (P348) multipliziert werden.

Die Aufschaltung des berechneten Zusatzdrehmoments (abgelegt in D1845) auf den Stromregler erfolgt über den Parameter P381, vgl. Bild A.8. Neben der Schwungmassennachbildung wird ein weiteres Zusatzdrehmoment zur Kompensation der Reibung dem Stromregler aufgeschaltet.

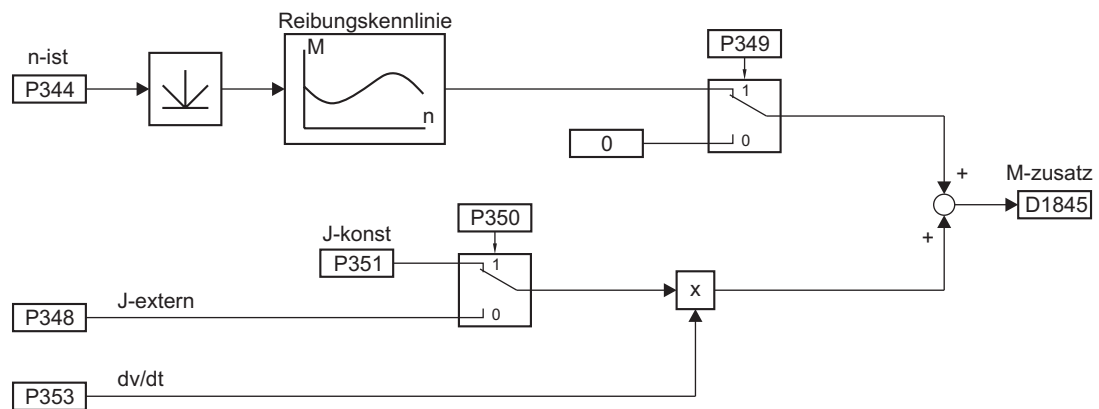


Bild A.7: Berechnung für das Zusatzdrehmoment aus der Reibungskennlinie und der Schungmassensimulation im Wechselrichter des Abtriebsmotors

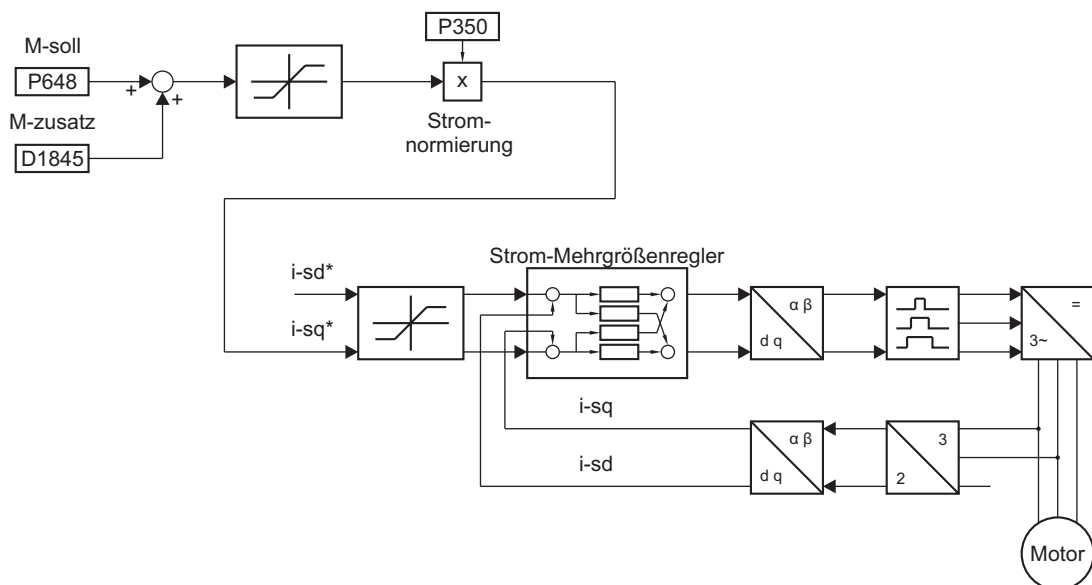


Bild A.8: Strom-Mehrgrößenregler in den Wechselrichtern

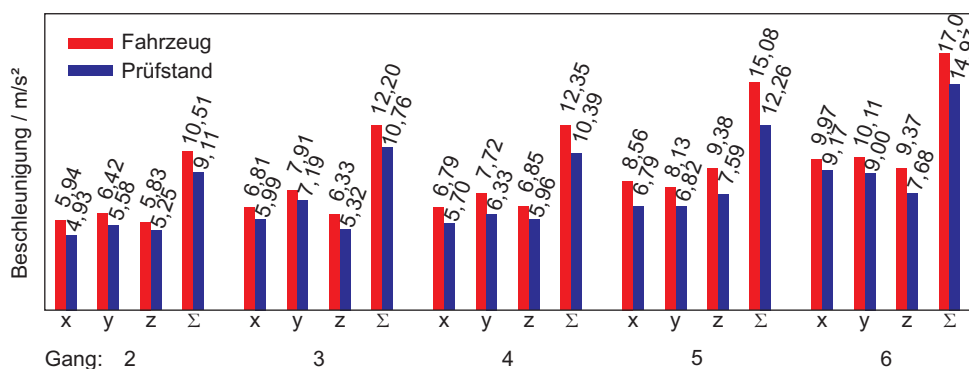
## A.4 Versuchsergebnisse zum Fahrzeugabgleich mit Getriebe 2

### Leerlaufversuch

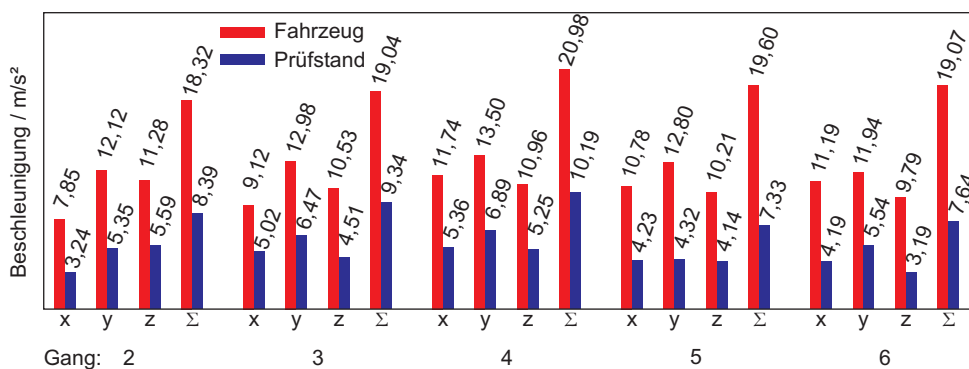
**Tabelle A.1:** Effektive Beschleunigungen der Körperschallsignale:  $x$ ,  $y$  und  $z$ , am Fahrzeug und am Prüfstand (Getriebe 2)

|                | $K s_x / \frac{m}{s^2}$ | $K s_y / \frac{m}{s^2}$ | $K s_z / \frac{m}{s^2}$ |
|----------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|
| Fahrzeug       | 1,78                    | 2,07                    | 1,93                    |
| Prüfstand      | 1,46                    | 1,73                    | 1,56                    |
| Abweichung / % | 18,0                    | 16,4                    | 19,2                    |

### Hochlaufversuch



**Bild A.9:** Effektive Beschleunigungen bei Hochlauf des Fahrzeugs/Prüfstands in den Gängen 2 bis 6 für den Zeitbereich  $t_1$  (Bild A.11)



**Bild A.10:** Effektive Beschleunigungen bei Hochlauf des Fahrzeugs/Prüfstands in den Gängen 2 bis 6 für den Zeitbereich  $t_3$  (Bild A.11)

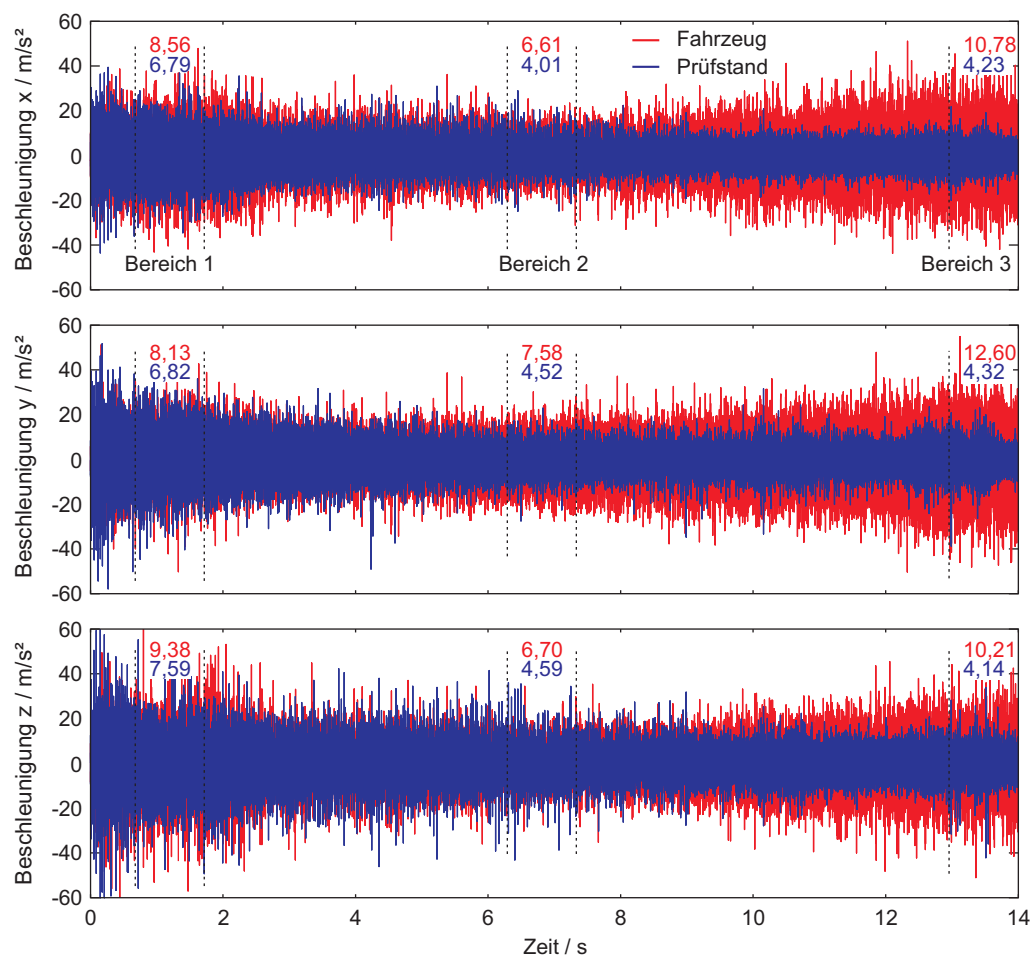


Bild A.11: Zeitverläufe der Beschleunigungen beim Hochlaufvorgang am Fahrzeug und am Prüfstand



# Publikationen und Vorträge

## Publikationen

ZANDER, U. ; HIRSCHMANN, K.-H. ; IBENDORF, I. ; DALLY, M.: Erfassung der Bewegungszustände spielbehafteter Antriebe mittels Ferrarissensoren. In: *Elektrisch-mechanische Antriebssysteme, VDI-Berichte 1963* (2006)

DALLY, M. ; IBENDORF, I. ; HIRSCHMANN, K.-H.: Ein leistungsstarker Prüfstand zur Untersuchung von Klapper- und Rasselschwingungen. In: *Erprobung und Simulation in der Fahrzeugentwicklung, VDI-Berichte 1990* (2007)

IBENDORF, I. ; DALLY, M. ; HIRSCHMANN, K.-H.: Elektromotorische Nachbildung eines Fahrzeugantriebsstrangs. In: *2. ASB Kongress, Elektrische und nichtelektrische Antriebe* (2008)

IBENDORF, I. ; DALLY, M. ; HIRSCHMANN, K.-H.: Elastisch gekoppelte Elektromotoren bilden den Verbrennungsmotor und den Endabtrieb eines Fahrzeuges für Getriebeuntersuchungen nach. In: *Elektrisch-mechanische Antriebssysteme, ETG-Fachbericht* (2008)

## Vorträge

IBENDORF, I.: Erfassung der Bewegungszustände spielbehafteter Antriebe mittels Ferrarissensoren. Vortrag im Rahmen der 2. VDE/VDI-Tagung: *Elektrisch-mechanische Antriebssysteme* (27./28. September 2006 in Böblingen)

IBENDORF, I.: Elastisch gekoppelte Elektromotoren bilden den Verbrennungsmotor und den Endabtrieb eines Fahrzeuges für Getriebeuntersuchungen nach. Vortrag im Rahmen der 3. VDE/VDI-Tagung: *Elektrisch-mechanische Antriebssysteme* (23./24. September 2008 in Böblingen)